

Zum Einfluss des Wärmehaushalts bei der tribologischen Prüfung von Kunststoffen

Vom Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik
der Technischen Universität Kaiserslautern
zur Verleihung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte

Dissertation

von

Herrn

Nicholas Christopher Ecke, M.Sc. (TUM)

aus Essen

Datum der mündlichen Prüfung: 29.07.2021

Dekan: Prof. Dr.-Ing. Tilmann Beck

Prüfungsvorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer

1. Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Alois K. Schlarb

2. Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Dietmar Drummer

Danksagung

Die vorliegende Dissertation ist im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verbundwerkstoffe (CCE) der Technischen Universität Kaiserslautern entstanden. Während dieser Zeit habe ich vielseitige Unterstützung erfahren, ohne die eine Vollendung dieser Arbeit nicht denkbar gewesen wäre.

Mein vornehmster Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Alois K. Schlarb, der mir die Möglichkeit gegeben hat, unter seiner Anleitung zu forschen, und der meine Begeisterung für die Tribologie der Kunststoffe geweckt hat. Seine Ratschläge und Anregungen sowie sein stetes Vertrauen in meine Fähigkeiten waren für den Erfolg dieser Arbeit wie auch für meine persönliche Entwicklung von entscheidender Bedeutung.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Dietmar Drummer, Inhaber des Lehrstuhls für Kunststofftechnik der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, möchte ich mich herzlich für die Übernahme des Korreferats bedanken.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer, Inhaber des Lehrstuhls für Maschinenelemente und Getriebetechnik der Technischen Universität Kaiserslautern, danke ich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Meinen großartigen Kolleginnen und Kollegen am Lehrstuhl für Verbundwerkstoffe, Jun.-Prof. Dr.-Ing. Leyu Lin, Michael Albrecht, Martin Fischer, Chi Hua, Miaozi Huang, Sebastian Kamerling, Minh-Hai Le, Daniela Menezes, Dr.-Ing. Jiraporn Nomai, Prof. Dr. Xian-Qiang Pei, Praphakorn Saiprasit, Marco Schott, Simon Shi, Dr.-Ing. Buncha Suksut, Dong Hoa Vu, Susanne Wohlgemuth-Hietel, Yao Xu und Yuxiao Zhao danke ich für die freundschaftliche Arbeitsatmosphäre und ihre fachliche und persönliche Unterstützung. Es war ein Privileg, die letzten Jahre mit euch zu verbringen.

Einen wichtigen Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit haben die fleißigen und talentierten Studenten geleistet, die ich im Rahmen von Studien- und Abschlussarbeiten betreuen durfte. Besonders herausstellen möchte ich außerdem die Leistung meiner HiWis Philippe Nussbaum, Andreas Schröder und Johannes Nissen, die mich im Labor und bei der Durchführung der Simulationen tatkräftig unterstützt haben.

Ich danke Dr.-Ing. Sandra Wolff vom Nano Structuring Center (NSC) der Technischen Universität Kaiserslautern für das Ermöglichen der elektronenmikroskopischen Untersuchungen.

Wesentliche Aspekte dieser Arbeit wurden mit finanzieller Unterstützung der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) erarbeitet, für die ich mich nachdrücklich bedanke. Ebenfalls danke ich der Evonik Operations GmbH, der SGL Carbon SE, der Superior Graphite Europe Ltd., der Kronos Titan GmbH sowie der Venator Germany GmbH für die Überlassung von Material.

Ganz besonderer Dank gebührt meiner Familie: Meinen wunderbaren Eltern Christoph und Evelies, die mich während meines gesamten Werdegangs auf jede erdenkliche Weise unterstützt haben; meiner lieben Dani, für ihre Geduld, ihr Verständnis und ihr offenes Ohr vor allem in der turbulenten Endphase dieser Arbeit; meinem kleinen Sonnenschein Emilia, der mir jeden einzelnen Tag versüßt.

Kaiserslautern, im Juli 2021

Nicholas Christopher Ecke

Kurzfassung

Kunststoffe gewinnen aufgrund ihres vorteilhaften Eigenschaftsprofils in tribologischen Anwendungen zunehmend an Bedeutung. Eine Herausforderung bei der Entwicklung tribologischer Systeme mit Kunststoffgrundkörpern stellt die eingeschränkte Übertragbarkeit experimentell ermittelter tribologischer Eigenschaften aus standardisierten Modellversuchen dar. Diese stimmen oftmals nicht mit dem Verhalten überein, welches in anwendungsnäheren Prüfkfigurationen beobachtet wird. In der vorliegenden Arbeit wurde die Temperaturverteilung innerhalb des tribologischen Systems als mögliche Ursache für diese Diskrepanzen untersucht. Tribocompounds auf Basis von PEEK wurden sowohl in Modellsystemen als auch in anwendungsnäheren Prüfkfigurationen experimentell charakterisiert. Für die Analyse des Wärmehaushaltes und der resultierenden Temperaturverteilungen in den unterschiedlichen Prüfsystemen wurden FEM-Modelle aufgebaut. Durch die Kopplung von Modellversuchen unter gezielter Temperaturführung mit numerischen Parameterstudien konnten Reibungskoeffizienten in den anwendungsnäheren Prüfkfigurationen in guter Näherung vorhergesagt werden. Darüber hinaus wurden hilfreiche Erkenntnisse zur Modellierungsmethodik und zur Validität bekannter analytischer Berechnungsansätze für die wärmetechnische Beschreibung tribologischer Systeme gewonnen.

Abstract

Polymer materials are becoming increasingly popular in tribological applications since they offer a set of favorable properties. A challenge in the development of polymer-based tribological systems is the limited transferability of experimental results acquired in standardized model systems. These results often differ from those observed in more application-oriented setups. In this work, the temperature distribution within the tribological system is analyzed as a potential cause for these discrepancies. Tribological compounds based on PEEK were characterized in both standardized and application-oriented experimental setups. FEM-Models were built to analyze the heat balance and the resulting temperature distributions within the different systems. By combining temperature-controlled experiments in model systems with numerical parameter studies, coefficients of friction in the application-oriented systems were predicted with reasonable accuracy. Furthermore, helpful insight on the modelling methodology and the validity of established analytical methods for the thermal analysis of tribological systems was gained.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	i
Abstract	ii
Inhaltsverzeichnis	iii
Abbildungsverzeichnis	vii
Tabellenverzeichnis	xiv
Abkürzungen und Formelzeichen	xvii
1 Einleitung	1
2 Ziele der Arbeit	4
3 Stand der Forschung	5
3.1 Tribologische Grundlagen	5
3.1.1 Tribologische Systeme	5
3.1.2 Reibung	7
3.1.3 Verschleiß	8
3.1.4 Kunststoffbasierte tribologische Systeme	9
3.1.4.1 Tribologie ungefüllter Kunststoffe	10
3.1.4.2 Tribologie von Verbundwerkstoffen mit Kunststoffmatrix	12
3.1.4.3 Einfluss der Temperatur auf kunststoffbasierte tribologische Systeme	15
3.2 Wärmetechnische Grundlagen	18
3.2.1 Wärmeübertragung	18
3.2.1.1 Wärmeleitung	18
3.2.1.2 Konvektion	19
3.2.1.3 Wärmestrahlung	22
3.2.2 Wärmehaushalt tribologischer Systeme	22
3.2.2.1 Analytische Modellierung	25
3.2.2.2 Numerische Modellierung	32
3.3 Werkstoffeigenschaften hybrider Tribocompounds	33

4	Material und Methoden	38
4.1	Material	38
4.1.1	Werkstoffauswahl.....	38
4.1.2	Verarbeitung.....	39
4.2	Physikalisch-thermische Werkstoffcharakterisierung	40
4.3	Mechanische Werkstoffcharakterisierung.....	40
4.4	Tribologische Werkstoffcharakterisierung	41
4.4.1	Block-on-Ring-Versuch	41
4.4.2	Stift-Scheibe-Versuch	42
4.4.3	Bended-Plate-on-Ring-Versuch.....	44
4.4.4	Gleitlagerversuch.....	45
4.5	Morphologische Werkstoffcharakterisierung	46
4.6	Simulation des Wärmehaushalts.....	47
4.6.1	Modell des isolierten Grundkörpers.....	47
4.6.2	Integrale Simulation	50
4.6.2.1	Block-on-Ring-System.....	51
4.6.2.2	Stift-Scheibe-System.....	53
4.6.2.3	Bended-Plate-on-Ring-System	55
4.6.2.4	Gleitlagerprüfstand.....	57
5	Ergebnisse	58
5.1	Faserorientierung	58
5.2	Werkstoffeigenschaften	62
5.2.1	Dichte	62
5.2.2	Spezifische Wärmekapazität	62
5.2.3	Wärmeleitfähigkeit	63
5.2.4	Mechanische Eigenschaften.....	67
5.3	Tribologisches Verhalten.....	68

5.3.1	Block-on-Ring-System	68
5.3.2	Stift-Scheibe-System	79
5.3.3	Bended-Plate-on-Ring-System	86
5.3.4	Gleitlagerprüfstand	88
5.4	Simulation des Wärmehaushalts.....	90
5.4.1	Block-on-Ring-System	90
5.4.2	Stift-Scheibe-System	96
5.4.3	Bended-Plate-on-Ring-System	103
5.4.4	Gleitlagerprüfstand	104
5.4.5	Einfluss der anisotropen Wärmeleitung.....	107
5.4.6	Einfluss transienter Effekte	110
5.4.7	Variation des Reibungskoeffizienten.....	113
5.4.8	Einfluss der Umgebungstemperatur	119
6	Diskussion und Ausblick	121
6.1	Faserorientierung und Werkstoffeigenschaften.....	121
6.2	Simulationsmethodik.....	122
6.3	Vergleich der numerischen Simulation mit analytischen Methoden	127
6.4	Tribologisches Verhalten unter Berücksichtigung der Temperatur	129
6.5	Korrelation der Kontakttemperatur mit tribologischen Eigenschaften.....	131
6.6	Ausblick.....	136
7	Zusammenfassung	138
8	Literatur	141
	Publikationsliste.....	157
	Betreute studentische Arbeiten	160
	Anhang A.....	162
	Anhang B.....	163
	Anhang C.....	164

Anhang D	165
Anhang E	169
Anhang F.....	170
Anhang G	171
Anhang H.....	173
Anhang I	179
Anhang J	181
Lebenslauf.....	189

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Schema eines tribologischen Systems (modifiziert nach [6]).....	6
Abbildung 2:	Schematische Darstellung der adhäsiven und deformativen Anteile des Reibungskoeffizienten in Abhängigkeit von der Rauheit (modifiziert nach [52])	11
Abbildung 3:	Faserorientierungen relativ zur Gleitrichtung (modifiziert nach [33])	13
Abbildung 4:	Wärmeaufteilung zwischen Grund- und Gegenkörper.....	23
Abbildung 5:	Zeitlicher Verlauf der Temperatur eines Punktes auf einem rotierenden Gegenkörper. Die mittlere Kontakttemperatur ergibt sich durch Summieren der Massentemperatur und der mittleren Durchlauftemperatur und ist als unterbrochene Linie dargestellt.	24
Abbildung 6:	Modell nach Blok. Der Grundkörper ist auf eine bewegte Wärmequelle reduziert.	25
Abbildung 7:	Infolge von Dehn- und Scherströmungen während des Einspritzvorgangs (links) kommt es zu einer Ausrichtung der Verstärkungsfasern (rechts).....	35
Abbildung 8:	Kaskadenartige Homogenisierung eines hybriden Tribocompounds (modifiziert nach [164]). Für partikelförmige Füllstoffe wird die konventionelle Lewis-Nielsen-Mischungsregel (LN) genutzt, für Verstärkungsfasern die modifizierte Lewis-Nielsen-Mischungsregel (mLN).	37
Abbildung 9:	Block-on-Ring-Tribometer, schematische Darstellung (1: Block; 2: Ring; 3: Kraftaufnehmer; 4: Getriebe) [124]	42
Abbildung 10:	Stift-Scheibe-Tribometer, fotografische und schematische Darstellung (1: Stift; 2: Scheibe; 3: Probenhalter; 4: Kraftaufnehmer; 5: Temperatursensor) [124]	43
Abbildung 11:	Bended-Plate-on-Ring-Tribometer, schematische Darstellung (1: Kunststoffbeschichtung; 2: Aluminiumsubstrat; 3: Probenhalter; 4: Wälzlager; 5: Getriebe; 6: Lagerbock; 7: Stehlager)	45
Abbildung 12:	Gleitlagerprüfstand, schematische Darstellung (1: Gleitlager; 2: Wälzlager; 3: Getriebe; 4: Lagerbock; 5: Rahmen; 6: Linearlager; 7: Stehlager).....	46
Abbildung 13:	Modell des isolierten Grundkörpers mit Randbedingungen am Beispiel des Stift-Scheibe-Systems (modifiziert nach [124]).....	48
Abbildung 14:	Simulation des Wärmeübergangs am Grundkörper bei einer Gleitgeschwindigkeit von 4 m s^{-1} [124]. Die Anströmung des Grundkörpers erfolgt von links unten.....	49
Abbildung 15:	Auswirkung der Elementkantenlänge auf die berechnete maximale Kontakttemperatur am Beispiel von PEEK-3 bei 1 MPa und 4 m/s (modifiziert nach [124])	50
Abbildung 16:	Integralmodell des Block-on-Ring-Prüfstands mit Randbedingungen (modifiziert nach [124])	51

Abbildung 17:	Integralmodell des Stift-Scheibe-Prüfstands mit Randbedingungen (modifiziert nach [124]).....	53
Abbildung 18:	Vernetzung von Grund- und Gegenkörper im Bended-Plate-on-Ring-Modell. Das Koordinatensystem zeigt die Elementorientierung im Grundkörper.....	56
Abbildung 19:	Schliffbilder von PEEK-2 (oben), PEEK-3 (mittig) und PEEK-4 (unten) an der Probenentnahmeposition 23. Zu erkennen sind die unterschiedliche Faserausrichtung im Kern gegenüber den Randschichten sowie die unterschiedlichen Anteile der Schichten an der Plattendicke.....	58
Abbildung 20:	Lokale Faserorientierungsanteile in den Richtungen 1 (links), 2(mittig) und 3 (rechts) in spritzgegossenen Platten aus PEEK-2 (oben), PEEK-3 (mittig) und PEEK-4 (unten)	59
Abbildung 21:	Schliffbild von PEEK-4 an der Probenentnahmeposition 13. Am Ende des Fließweges sind die Fasern entlang der erstarrten Schmelzefront ausgerichtet.	60
Abbildung 22:	Schliffbild einer Bended-Plate-on-Ring-Beschichtung aus PEEK-3 mit tangentialer Blickrichtung. Die Fasern sind hauptsächlich in der 1-2-Ebene ausgerichtet.....	60
Abbildung 23:	Schliffbild eines Gleitlagers aus PEEK-5 mit axialer Blickrichtung. Die Fasern (weiß) sind hauptsächlich in der 1-2-Ebene ausgerichtet. Ebenfalls zu erkennen sind die Festschmierstoffe PTFE (hellgrau) und Graphit (grauschwarz).	61
Abbildung 24:	Dichte der Werkstoffe PEEK-1, -2, -3 und -4	62
Abbildung 25:	Spezifische Wärmekapazitäten der Werkstoffe PEEK-1, -2, -3 und -4	62
Abbildung 26:	Temperatur- (links) und Wärmeleitfähigkeit (rechts) von PEEK-1.....	63
Abbildung 27:	Lokale Wärmeleitfähigkeiten in den Richtungen 1 (links), 2(mittig) und 3 (rechts) in spritzgegossenen Platten aus PEEK-2 (oben), PEEK-3 (mittig) und PEEK-4 (unten)	64
Abbildung 28:	Anisotrope Wärmeleitfähigkeiten von PEEK-2 (oben links), PEEK-3 (oben rechts) und PEEK-4 (unten) an der Probenentnahmeposition 7 / 8 / 21 / 23.....	65
Abbildung 29:	Anisotrope Wärmeleitfähigkeiten von Bended-Plate-on-Ring-Grundkörpern aus PEEK-2 (oben links), PEEK-3 (oben rechts) und PEEK-4 (unten).....	66
Abbildung 30:	Anisotrope Wärmeleitfähigkeiten von Gleitlagern aus PEEK-5.....	67
Abbildung 31:	Reibungskoeffizienten im Block-on-Ring-Versuch unter Verwendung aller vier Prüfstellen des Tribometers.....	68
Abbildung 32:	Volumetrische Verschleißkoeffizienten im Block-on-Ring-Versuch unter Verwendung aller vier Prüfstellen des Tribometers	69
Abbildung 33:	Volumetrische Verschleißkoeffizienten im Block-on-Ring-Versuch unter Verwendung aller vier Prüfstellen des Tribometers (vergrößerter Ausschnitt von Abbildung 32)	69

Abbildung 34:	Gemessene Oberflächentemperaturen der Grundkörper 1,5 mm oberhalb der Kontaktfläche im Block-on-Ring-Versuch unter Verwendung aller vier Prüfstellen des Tribometers	70
Abbildung 35:	Reibungskoeffizienten im Block-on-Ring-Versuch unter Verwendung der beiden inneren Prüfstellen des Tribometers.....	71
Abbildung 36:	Volumetrische Verschleißkoeffizienten im Block-on-Ring-Versuch unter Verwendung der beiden inneren Prüfstellen des Tribometers.....	71
Abbildung 37:	Gemessene Oberflächentemperaturen der Grundkörper 1,5 mm oberhalb der Kontaktfläche im Block-on-Ring-Versuch unter Verwendung der beiden inneren Prüfstellen des Tribometers	72
Abbildung 38:	Thermographische Aufnahme des Block-on-Ring-Prüfstands bei der Prüfung von PEEK-2 unter einer Last von 5 MPa und 1 m s^{-1} . Links: Nutzung aller Prüfstellen. Rechts: Nutzung der inneren Prüfstellen.....	73
Abbildung 39:	Lichtmikroskopische Aufnahme der Laufflächen von Block-on-Ring-Grundkörpern aus PEEK-1 nach Versuchen unter 1 MPa und 1 m s^{-1} (links) sowie 5 MPa und 1 m s^{-1} (rechts) bei Verwendung aller vier Prüfstellen	74
Abbildung 40:	Laserscanning-Aufnahmen der Laufflächen von Block-on-Ring-Grundkörpern nach Versuchen unter 1 MPa und 1 m s^{-1} (links) sowie 5 MPa und 1 m s^{-1} (rechts) bei Verwendung aller vier Prüfstellen	75
Abbildung 41:	Reibungskoeffizient von PEEK-1 im Temperatursteigerungsversuch bei verschiedenen Pressungen (links) und Gleitgeschwindigkeiten (rechts).....	76
Abbildung 42:	Reibungskoeffizient von PEEK-2 im Temperatursteigerungsversuch bei verschiedenen Pressungen (links) und Gleitgeschwindigkeiten (rechts).....	77
Abbildung 43:	Reibungskoeffizient von PEEK-3 im Temperatursteigerungsversuch bei verschiedenen Pressungen (links) und Gleitgeschwindigkeiten (rechts).....	78
Abbildung 44:	Reibungskoeffizient von PEEK-4 im Temperatursteigerungsversuch bei verschiedenen Pressungen (links) und Gleitgeschwindigkeiten (rechts).....	79
Abbildung 45:	Reibungskoeffizient von PEEK-5 im Temperatursteigerungsversuch bei verschiedenen Pressungen und Gleitgeschwindigkeiten	79
Abbildung 46:	Reibungskoeffizienten im Stift-Scheibe-Versuch.....	80
Abbildung 47:	Volumetrische Verschleißkoeffizienten im Stift-Scheibe-Versuch.....	80
Abbildung 48:	Gemessene Oberflächentemperaturen der Grundkörper 1,5 mm oberhalb der Kontaktfläche im Stift-Scheibe-Versuch	81
Abbildung 49:	Thermographische Aufnahme des Stift-Scheibe-Prüfstands bei der Prüfung von PEEK-2 unter einer Last von 5 MPa und 1 m s^{-1}	81
Abbildung 50:	Laserscanning-Aufnahmen der Laufflächen von Stift-Scheibe-Grundkörpern nach Versuchen unter 1 MPa und 1 m s^{-1} (links) sowie 5 MPa und 1 m s^{-1} (rechts)	83

Abbildung 51: Reibungskoeffizienten im automatisierten, randomisierten Stift-Scheibe-Versuch.....	84
Abbildung 52: Volumetrische Verschleißkoeffizienten im automatisierten, randomisierten Stift-Scheibe-Versuch.....	85
Abbildung 53: Gemessene Oberflächentemperaturen der Grundkörper 1,5 mm oberhalb der Kontaktfläche im automatisierten, randomisierten Stift-Scheibe-Versuch	85
Abbildung 54: Reibungskoeffizienten (links) und Volumetrische Verschleißkoeffizienten (rechts) im Bended-Plate-on-Ring-Versuch	86
Abbildung 55: Gemessene Temperaturen zwischen Substrat und Probenhalter (links) sowie am Lagerbock (rechts) im Bended-Plate-on-Ring-Versuch	87
Abbildung 56: Laserscanning-Aufnahmen der Laufflächen von Bended-Plate-on-Ring-Grundkörpern nach Versuchen unter 1 MPa und 1 m s^{-1}	87
Abbildung 57: Reibungskoeffizienten im Gleitlagerversuch.....	88
Abbildung 58: Volumetrische Verschleißkoeffizienten im Gleitlagerversuch.....	89
Abbildung 59: Gemessene Temperaturen an der äußeren Mantelfläche der Gleitlager	89
Abbildung 60: Gemessene Temperaturen an der Welle (links) und am Lagerbock (rechts)	90
Abbildung 61: Vergleich von Nußelt-Korrelationen für den konvektiven Wärmeübergang an der rotierenden Welle des Block-on-Ring-Prüfstands.....	91
Abbildung 62: Simulierte Temperaturverteilung bei der Block-on-Ring-Prüfung von PEEK-2 unter 5 MPa und 1 m s^{-1} . Links: Gesamtmodell. Rechts: Gleitfläche des Grundkörpers (Gleitrichtung von unten nach oben).....	93
Abbildung 63: Vergleich von Nußelt-Korrelationen für den konvektiven Wärmeübergang an der rotierenden Welle des Stift-Scheibe-Prüfstands.....	97
Abbildung 64: Optimale Rotationsfaktoren für die einzelnen Datenpunkte der automatisierten, randomisierten Versuche	99
Abbildung 65: Vergleich der Temperaturen 1,5 mm oberhalb der Kontaktfläche im Stift-Scheibe-Versuch und in der Simulation mit Rotationsfaktoren gemäß Gleichung (86)	99
Abbildung 66: Simulierte Temperaturverteilung bei der Stift-Scheibe-Prüfung von PEEK-2 unter 5 MPa und 1 m s^{-1} . Links: Gesamtmodell. Rechts: Gleitfläche des Grundkörpers.....	100
Abbildung 67: Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten (oben) und des Verschleißkoeffizienten (unten) von der mittleren Massentemperatur in den automatisierten, randomisierten Versuchen.....	102
Abbildung 68: Simulierte Temperaturverteilung bei der Bended-Plate-on-Ring-Prüfung von PEEK-4 unter 1 MPa und 1 m s^{-1} . Links: Gesamtmodell. Rechts: Gleitfläche des Grundkörpers.....	103

Abbildung 69:	Vergleich der gemessenen und simulierten Temperaturen zwischen Substrat und Probenhalter (links) sowie am Lagerbock (rechts) im Bended-Plate-on-Ring-Versuch.....	104
Abbildung 70:	Simulierte Temperaturverteilung beim Gleitlagerversuch mit PEEK-5 unter 0,5 MPa und 1 m s ⁻¹ . Links: Gesamtmodell. Rechts: Gleitfläche des Grundkörpers.	105
Abbildung 71:	Vergleich der gemessenen und simulierten Temperaturen an der äußeren Mantelfläche des Gleitlagers (oben) an der Welle (unten links) sowie am Lagerbock (unten rechts) im Gleitlagerversuch.....	106
Abbildung 72:	Mittlere Massentemperaturen (links) und Messpunkttemperaturen 1,5 mm oberhalb der Kontaktfläche (rechts) im integralen Block-on-Ring-Modell. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell.....	108
Abbildung 73:	Wärmeaufteilungskoeffizienten (links) und Anteile der Konvektion an der Ableitung der Wärme am Grundkörper (rechts) im integralen Block-on-Ring-Modell. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell.....	108
Abbildung 74:	Mittlere Massentemperaturen (links) und Messpunkttemperaturen 1,5 mm oberhalb der Kontaktfläche (rechts) im integralen Stift-Scheibe-Modell. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell.....	108
Abbildung 75:	Wärmeaufteilungskoeffizienten (links) und Anteile der Konvektion an der Ableitung der Wärme am Grundkörper (rechts) im integralen Stift-Scheibe-Modell. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell.....	109
Abbildung 76:	Mittlere Massentemperaturen (links), Messpunkttemperaturen (rechts) und Wärmeaufteilungskoeffizienten (unten) im Bended-Plate-on-Ring-Modell. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell.....	109
Abbildung 77:	Mittlere Massentemperaturen (oben links), Messpunkttemperaturen (oben rechts) und Wärmeaufteilungskoeffizienten (unten) im Gleitlagermodell. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell.....	110
Abbildung 78:	Zeitlicher Verlauf der mittleren, minimalen und maximalen Massentemperatur in der transienten Simulation eines Stift-Scheibe-Versuchs mit PEEK-1 unter 5 MPa und 1 m s ⁻¹ . Der stationäre Lastschritt endet bei 0,1 s.	111
Abbildung 79:	Transient simulierte Temperaturverteilung in der Gleitfläche des Grundkörpers bei der Stift-Scheibe-Prüfung von PEEK-2 unter 5 MPa und 1 m s ⁻¹ (links) sowie 1 MPa und 4 m s ⁻¹ (rechts). Gleitrichtung von unten nach oben.	111
Abbildung 80:	μ-Tave-Kennlinien des integralen Block-on-Ring-Modells. Die Legende gibt die p-v-Kombination (MPa : ms ⁻¹) an.....	114
Abbildung 81:	μ-TMP, Sim-Kennlinien des integralen Block-on-Ring-Modells. Die Legende gibt die p-v-Kombination (MPa : ms ⁻¹) an.....	115
Abbildung 82:	μ-Tave-Kennlinien des integralen Stift-Scheibe-Modells. Die Legende gibt die p-v-Kombination (MPa : ms ⁻¹) an.....	116

Abbildung 83:	μ -TMP, Sim-Kennlinien des integralen Stift-Scheibe-Modells. Die Legende gibt die p-v-Kombination (MPa : ms ⁻¹) an.....	117
Abbildung 84:	μ -Tave-Kennlinien des Bended-Plate-on-Ring-Modells. Die Legende gibt die p-v-Kombination (MPa : ms ⁻¹) an.....	118
Abbildung 85:	μ -Tave-Kennlinien des Gleitlagermodells. Die Legende gibt die p-v-Kombination (MPa : ms ⁻¹) an.....	119
Abbildung 86:	Mittlere Massentemperaturen im integralen Block-on-Ring-Modell in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur. Die Legende gibt die p-v-Kombination (MPa : ms ⁻¹) an.....	119
Abbildung 87:	Messpunkttemperaturen im integralen Block-on-Ring-Modell in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur. Die Legende gibt die p-v-Kombination (MPa : ms ⁻¹) an.	120
Abbildung 88:	Thermographische Aufnahmen des Stift-Scheibe-Prüfstands bei der Prüfung von PEEK-1 unter 1 MPa und 4 m s ⁻¹ (links) sowie 5 MPa und 1 m s ⁻¹ (rechts).....	123
Abbildung 89:	Überlagerung von Temperatursteigerungsversuchen unter 1 MPa und 1 m s ⁻¹ und μ -T-Kennlinien des Bended-Plate-on-Ring-Prüfstands. Blau: Temperatursteigerungsversuch. Grau: μ -T-Kennlinie (0,5 MPa, 1 m s ⁻¹). Grau, gepunktet: μ -T-Kennlinie (1 MPa, 1 m s ⁻¹). Rot: Versuche.....	133
Abbildung 90:	Überlagerung eines Temperatursteigerungsversuchs mit PEEK-1 unter 1 MPa und 1 m s ⁻¹ und μ -T-Kennlinien des Gleitlagerprüfstands. Blau: Temperatursteigerungsversuch. Grau: μ -T-Kennlinie (0,17 MPa, 0,5 m s ⁻¹). Grau, gepunktet: μ -T-Kennlinie (0,17 MPa, 1 m s ⁻¹). Rot: Versuche.....	133
Abbildung 91:	Überlagerung eines Temperatursteigerungsversuchs mit PEEK-5 unter 1 MPa und 1 m s ⁻¹ und μ -T-Kennlinien des Gleitlagerprüfstands. Blau: Temperatursteigerungsversuch. Grau: μ -T-Kennlinie (0,17 MPa, 0,5 m s ⁻¹). Grau, gepunktet: μ -T-Kennlinie (0,17 MPa, 1 m s ⁻¹). Grau, kurze Striche: μ -T-Kennlinie (0,5 MPa, 0,5 m s ⁻¹). Grau, lange Striche: μ -T-Kennlinie (0,5 MPa, 1 m s ⁻¹). Grau, Strichpunktlinie: μ -T-Kennlinie (1 MPa, 0,5 m s ⁻¹). Rot: Versuche.	134
Abbildung 92:	Überlagerung eines Temperatursteigerungsversuchs mit J350 unter 1 MPa und 1 m s ⁻¹ und μ -T-Kennlinien des Gleitlagerprüfstands. Blau: Temperatursteigerungsversuch. Grau: μ -T-Kennlinie (0,17 MPa, 0,5 m s ⁻¹). Grau, gepunktet: μ -T-Kennlinie (0,17 MPa, 1 m s ⁻¹). Grau, kurze Striche: μ -T-Kennlinie (0,5 MPa, 0,5 m s ⁻¹). Grau, Strichpunktlinie: μ -T-Kennlinie (1 MPa, 0,5 m s ⁻¹).	134
Abbildung 93:	Entnahmeposition der Probe für die Messung der Temperaturleitfähigkeit	164
Abbildung 94:	Entnahmeposition der Zugproben in den Richtungen 1 und 2	164
Abbildung 95:	Entnahmeposition der Proben für die Block-on-Ring- und Stift-Scheibe-Versuche. Die Probennummerierung ist in grau dargestellt. Zu unterscheiden sind dabei Längsproben (1-16) und Querproben (17-32).....	164
Abbildung 96:	Probenhalterung des Stift-Scheibe-Prüfstands, Schnittdarstellung [124].....	166

Abbildung 97: EDX-Analyse der Elementverteilung auf der Gleitfläche von PEEK-4 nach dem Bended-Plate-on-Ring-Versuch bei 1 MPa und 1 m s^{-1}	172
Abbildung 98: Minimale (links) und maximale (rechts) Massentemperaturen im integralen Block-on-Ring-Modell. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell.....	173
Abbildung 99: Minimale (links) und maximale (rechts) Massentemperaturen im integralen Stift-Scheibe-Modell. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell (Längsproben).	173
Abbildung 100: Massentemperaturen, Messpunkttemperaturen, Wärmeverteilungskoeffizienten und Anteile der Konvektion an der Ableitung der Wärme am Grundkörper im integralen Stift-Scheibe-Modell. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell (Querproben).....	174
Abbildung 101: Massentemperaturen in den Bended-Plate-on-Ring-Simulationen. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell.....	175
Abbildung 102: Massentemperaturen in den Gleitlagersimulationen. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell.	176
Abbildung 103: Massentemperaturen, Wärmeverteilungskoeffizienten und Anteile der Konvektion an der Ableitung der Wärme am Grundkörper im Block-on-Ring-Modell des isolierten Grundkörpers. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell (Längsproben).....	177
Abbildung 104: Massentemperaturen, Wärmeverteilungskoeffizienten und Anteile der Konvektion an der Ableitung der Wärme am Grundkörper im Block-on-Ring-Modell des isolierten Grundkörpers. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell (Querproben).....	178
Abbildung 105: μ -Tmin-Kennlinien des integralen Stift-Scheibe-Modells. Die Legende gibt die p-v-Kombination (MPa : ms^{-1}) an.....	179
Abbildung 106: μ -Tmax-Kennlinien des integralen Stift-Scheibe-Modells. Die Legende gibt die p-v-Kombination (MPa : ms^{-1}) an.....	180

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Kategorien der tribologischen Prüfung (modifiziert nach [6]).....	2
Tabelle 2:	Typische Verschleißerscheinungsformen der Haupt-Verschleißmechanismen [6]	8
Tabelle 3:	Nußelt-Korrelationen für den Wärmeübergang am rotierenden Zylinder.....	21
Tabelle 4:	Zusammensetzung der untersuchten Werkstoffe	38
Tabelle 5:	Dichte und Wärmeleitfähigkeit der verwendeten Füll- und Verstärkungsstoffe. Blau: Werte aus Datenblättern der Hersteller. Rot: Daten geschätzt auf der Grundlage typischer Wertebereiche.	39
Tabelle 6:	Verarbeitungsbedingungen bei der Compoundierung	39
Tabelle 7:	Verarbeitungsbedingungen beim Spritzgießen.....	39
Tabelle 8:	Lastkombinationen im Block-on-Ring-Versuch.....	42
Tabelle 9:	Lastkombinationen im Bended-Plate-on-Ring-Versuch	45
Tabelle 10:	Lastkombinationen im Gleitlagerversuch.....	46
Tabelle 11:	Koeffizienten für den Wärmeübergang am Grundkörper, berechnet durch Simulationen und nach dem Ansatz von Gnielinski.....	49
Tabelle 12:	Wärmeleitfähigkeiten der Komponenten des Block-on-Ring-Systems.....	53
Tabelle 13:	Geschwindigkeitsabhängige Zeitschrittweiten und Gesamtsimulationszeiten in der transienten Simulation.....	54
Tabelle 14:	Wärmeleitfähigkeiten der Komponenten des Stift-Scheibe-Systems	55
Tabelle 15:	Faserorientierungsanteile in den Bended-Plate-on-Ring-Grundkörpern.....	60
Tabelle 16:	Faserorientierungsanteile im Gleitlager	61
Tabelle 17:	Elastizitätsmoduln und Zugfestigkeiten der Werkstoffe PEEK-1 bis PEEK-4	67
Tabelle 18:	Übersicht der thermographisch gemessenen Temperaturen bei der Prüfung von PEEK-2 auf dem Block-on-Ring-Prüfstand.....	73
Tabelle 19:	Übersicht der thermographisch gemessenen Temperaturen bei der Prüfung von PEEK-2 auf dem Stift-Scheibe-Prüfstand.....	82
Tabelle 20:	Vergleich der gemessenen und simulierten Temperaturen an der Wellenstirnseite des Block-on-Ring-Prüfstands.....	91
Tabelle 21:	Vergleich der Temperaturen 1,5 mm oberhalb der Kontaktfläche im Block-on- Ring-Versuch und in der Simulation	92
Tabelle 22:	Vergleich von mittleren, minimalen und maximalen Massentemperaturen bei der Simulation von Block-on-Ring-Versuchen mit dem Modell des isolierten Grundkörpers sowie dem Integralmodell	94

Tabelle 23:	Vergleich von mittleren, minimalen und maximalen Massentemperaturen bei der integralen Simulation von Block-on-Ring-Versuchen mit vier Prüfstellen sowie mit zwei Prüfstellen	95
Tabelle 24:	Vergleich der gemessenen und simulierten Temperaturen am oberen Wellenabsatz des Stift-Scheibe-Prüfstands	96
Tabelle 25:	Vergleich der Temperaturen 1,5 mm oberhalb der Kontaktfläche im Stift-Scheibe-Versuch und in der Simulation	98
Tabelle 26:	Vergleich von mittleren, minimalen und maximalen Massentemperaturen bei der Simulation von Stift-Scheibe-Versuchen mit dem Modell des isolierten Grundkörpers sowie dem Integralmodell	101
Tabelle 27:	Vergleich von mittleren, minimalen und maximalen Massentemperaturen bei der Simulation von Bended-Plate-on-Ring-Versuchen	104
Tabelle 28:	Vergleich von mittleren, minimalen und maximalen Massentemperaturen bei der Simulation von Gleitlagerversuchen.....	106
Tabelle 29:	Massen- und Messpunkttemperaturen bei der Simulation von Stift-Scheibe-Versuchen mit dem Modell. Vergleich zwischen transienten und stationären Simulationen.	112
Tabelle 30:	Vergleich von geschätzten und gemessenen Reibungskoeffizienten in Gleitlagerversuchen mit dem Werkstoff J350.....	135
Tabelle 31:	Thermophysikalische Stoffwerte von trockener Luft [112]	162
Tabelle 32:	Dichte von PEEK-1	163
Tabelle 33:	Wärmeleitfähigkeiten der Komponenten des Bended-Plate-on-Ring-Tribometers	170
Tabelle 34:	Wärmeleitfähigkeiten der Komponenten des Gleitlagerprüfstands.....	170
Tabelle 35:	Blitztemperaturen bei Block-on-Ring-Versuchen mit vier Prüfstellen.....	181
Tabelle 36:	Blitztemperaturen bei Stift-Scheibe-Versuchen.....	182
Tabelle 37:	Mittlere Durchlauftemperaturen bei Block-on-Ring-Versuchen mit vier Prüfstellen.....	183
Tabelle 38:	Mittlere Durchlauftemperaturen bei Stift-Scheibe-Versuchen. Vergleich mit der integralen Simulation.....	184
Tabelle 39:	Mittlere Massentemperaturen bei Block-on-Ring-Versuchen mit vier Prüfstellen. Vergleich mit der integralen Simulation.....	185
Tabelle 40:	Mittlere Massentemperaturen bei Stift-Scheibe-Versuchen. Vergleich mit der integralen Simulation.....	186
Tabelle 41:	Mittlere Massentemperaturen bei Bended-Plate-on-Ring-Versuchen. Vergleich mit der integralen Simulation.	187

Tabelle 42:	Mittlere Massentemperaturen bei Gleitlagerversuchen. Vergleich mit der integralen Simulation.....	188
-------------	---	-----

Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzungen

100Cr6	Wälzlagerstahl
AlMgSi	Aluminium-Knetlegierung
Al ₂ O ₃	Aluminiumoxid
C	Kohlenstoff
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
CuO	Kupfermonoxid
CuZn40Pb2	Messing-Knetlegierung
DSC	Differential scanning calorimetry / dynamische Differenzkalorimetrie
EDX	Energy dispersive X-ray spectroscopy / energiedispersive Röntgenspektroskopie
Fe	Eisen
Gew.-%	Gewichtsprozent
HRC	Härte nach Rockwell, Skala C
LDPE	Low-density polyethylene / Hochdruck-Polyethylen
Lin.	Linear
LN	Lewis-Nielsen-Mischungsregel
Mg(OH) ₂	Magnesiumhydroxid
mLN	Modifizierte Lewis-Nielsen-Mischungsregel
MoS ₂	Molybdändisulfid
O	Sauerstoff
PA	Polyamid
PBT	Polybutylenterephthalat
PEEK	Polyetheretherketon
PI	Polyimid
PLA	Polylactid

POM	Polyoxymethylen
PPS	Polyphenylensulfid
PTFE	Polytetrafluorethylen
S	Schwefel
SCF	Short carbon fibers / Kohlenstoffkurzfasern
Si	Silicium
SiC	Siliciumcarbid
Si ₃ N ₄	Siliciumnitrid
SiO ₂	Siliciumdioxid
Ti	Titan
TiO ₂	Titandioxid
UHMWPE	Ultra high molecular weight polyethylene / ultrahochmolekulares Polyethylen
X5CrNi18-10	Nichtrostender austenitischer Stahl
Zn	Zink
ZnS	Zinksulfid
ZrO ₂	Zirkondioxid

Formelzeichen

a	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$	Temperaturleitfähigkeit
a_1	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$	Temperaturleitfähigkeit des Grundkörpers
a_2	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$	Temperaturleitfähigkeit des Gegenkörpers
$A_{c,1}$	m^2	Fläche der Einspannung am Stift
A_H	m^2	Kontaktfläche zwischen Grundkörper und Probenhalter
A_K	m^2	Kontaktfläche zwischen Aluminiumblock und Kraftaufnehmer
A_L	m^2	Flächeninhalt der Lauffläche auf dem Gegenkörper
A_{QS}	m^2	Querschnittsfläche
A_r	m^2	Reale Kontaktfläche
A_s	m^2	Scheinbare Kontaktfläche
A_{St}	m^2	Oberfläche eines Strahlers
A_W	m^2	Fläche des oberen Wellenabsatzes
b	m	Breite der Kontaktfläche senkrecht zur Laufrichtung
B	m	Breite der Lagerbuchse
c	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	Spezifische Wärmekapazität
c_1	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	Spezifische Wärmekapazität des Grundkörpers
c_2	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	Spezifische Wärmekapazität des Gegenkörpers
C	1	Strahlungsaustauschzahl
d	m	Schichtdicke
d_1	m	Dicke des Grundkörpers
d_2	m	Dicke des Gegenkörpers
d_m	mm	Mittlerer Lagerdurchmesser
D	m	Wandstärke der Lagerbuchse
e	1	Einheitsvektor in Richtung der Faserlängsachse
E	Pa	Elastizitätsmodul
E_1	Pa	Elastizitätsmodul des Grundkörpers
f	min^{-1}	Drehzahl
F_N	N	Normalkraft
F_{rad}	N	Radialkraft

F_R	N	Reibungskraft
g	m s^{-2}	Fallbeschleunigung
Gr	1	Grashof-Zahl
h	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$	Wärmeübergangskoeffizient
h_1	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$	Wärmeübergangskoeffizient am Grundkörper
h_{eff}	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$	Effektiver Wärmeübergangskoeffizient
h_{lam}	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$	Wärmeübergangskoeffizient, laminarer Anteil
h_{sim}	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$	Wärmeübergangskoeffizient, durch Simulationen ermittelt
h_{turb}	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$	Wärmeübergangskoeffizient, turbulenter Anteil
i	1	Laufindex
j	1	Laufindex
k	1	Wärmeaufteilungskoeffizient
l	m	Halbe Länge der Kontaktfläche in Laufrichtung
l_1	m	Abstand zwischen Kontaktfläche und Einspannung am Stift
l_{1b}	m	Längenmaß des Stiftes zur Berechnung der Massentemperatur
l_{2b}	m	Längenmaß der Scheibe zur Berechnung der Massentemperatur
l_{1f}	m	Längenmaß des Stiftes zur Berechnung der Blitztemperatur
l_{2f}	m	Längenmaß der Scheibe zur Berechnung der Blitztemperatur
L	m	Charakteristische Länge
M_0	N mm	Drehzahlabhängiges Reibungsmoment
M_1	N mm	Lastabhängiges Reibungsmoment
M_G	N mm	Gesamtreibungsmoment eines Wälzlagers
M_R	N m	Reibungsmoment
n	1	Anzahl der Mikrokontakte
N	1	Anzahl der Fasern
Nu	1	Nußelt-Zahl
Nu_{eff}	1	Effektive Nußelt-Zahl
Nu_{lam}	1	Laminarer Anteil der Nußelt-Zahl
Nu_{turb}	1	Turbulenter Anteil der Nußelt-Zahl
O	1	Orientierungstensor

p	Pa	Flächenpressung
P_R	W	Reibungsleistung
\dot{q}	W m^{-2}	Wärmestromdichte
\dot{q}_1	W m^{-2}	Wärmestromdichte im Grundkörper nahe der Kontaktfläche
\dot{q}_2	W m^{-2}	Wärmestromdichte im Gegenkörper nahe der Kontaktfläche
\dot{q}_F	W m^{-2}	Wärmestromdichte am Flansch der Welle
\dot{q}_H	W m^{-2}	Wärmestromdichte an der Bohrung des Probenhalters
\dot{q}_K	W m^{-2}	Wärmestrom, eingeleitet in die Kontaktfläche
\dot{q}_L	W m^{-2}	Wärmestrom, eingeleitet in die Lauffläche des Gegenkörpers
\dot{q}_P	W m^{-2}	Wärmestromdichte des konvektiven Wärmeübergangs vom Grundkörper zur Umgebungsluft
\dot{q}_R	W m^{-2}	Wärmestromdichte infolge von Reibung
\dot{q}_W	W m^{-2}	Wärmestromdichte des konvektiven Wärmeübergangs von der Welle zur Umgebungsluft
\dot{Q}	W	Wärmestrom
r_j	m	Radius eines zusammenhängenden Mikrokontaktbereichs
r_R	m	Radius einer Rauheitsspitze
r_1	m	Radius des Grundkörpers
R	K W^{-1}	Wärmeleitwiderstand
R_1	K W^{-1}	Teilwiderstand
R_2	K W^{-1}	Teilwiderstand
R_3	K W^{-1}	Teilwiderstand
R_a	μm	Mittenrauwert
R_{ges}	K W^{-1}	Gesamtwiderstand
R_z	μm	Gemittelte Rautiefe
Ra	1	Rayleigh-Zahl
Re	1	Reynolds-Zahl
s	m	Gleitweg
t	s	Zeit
T	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
ΔT_1	$^{\circ}\text{C}$	Temperaturerhöhung des Grundkörpers

ΔT_2	°C	Temperaturerhöhung des Gegenkörpers
T_∞	°C	Umgebungstemperatur
T_{ave}	°C	Mittlere Massentemperatur
T_A	°C	Temperatur am oberen Wellenabsatz
T_b	°C	Massentemperatur
ΔT_c	°C	Durchlauftemperatur in der Mitte der Kontaktfläche
ΔT_f	°C	Flashtemperatur
T_G	°C	Getriebetemperatur
T_H	°C	Temperatur am Hebel des Block-on-Ring-Tribometers
T_K	°C	Temperatur am Halter des Kraftaufnehmers
T_L	°C	Mittlere Lagertemperatur
ΔT_m	°C	Mittlere Durchlauftemperatur
T_{max}	°C	Maximale Massentemperatur
T_{mess}	°C	Gemessene Temperatur
T_{min}	°C	Minimale Massentemperatur
$T_{MP,Sim}$	°C	Simulierte Temperatur am Messpunkt
T_O	°C	Oberflächentemperatur
T_P	°C	Temperatur am Probenhalter
T_W	°C	Temperatur an der Stirnseite der Welle
$T_{W,Sim}$	°C	Simulierte Temperatur an der Stirnseite der Welle
u	$m\ s^{-1}$	Strömungsgeschwindigkeit
U	m	Umfang der Kontaktfläche
v	$m\ s^{-1}$	Gleitgeschwindigkeit
v_f	1	Füllstoffvolumengehalt
$v_{f,max}$	1	Maximaler Füllstoffvolumengehalt
V_1	m^3	Volumen des Grundkörpers
V_2	m^3	Volumen des Gegenkörpers
w_s	$mm^3\ N^{-1}\ m^{-1}$	Volumetrischer Verschleißkoeffizient
W_l	m	Linearer Verschleißbetrag
W_m	kg	Gravimetrischer Verschleißbetrag

W_q	m^2	Planimetrischer Verschleißbetrag
W_v	m^3	Volumetrischer Verschleißbetrag
x	m	Gleitrichtung
X_c	-	Eigenschaft des Verbundwerkstoffs
X_f	-	Eigenschaft des Füllstoffs
X_m	-	Eigenschaft der Matrix
y	m	Nicht eingespannte Länge des Grundkörpers
z	m	Abstand des Temperaturmesspunktes von der Kontaktfläche
Z	1	Geschwindigkeitsfunktion
α	1	Korrekturfaktor für den Einfluss der Gegenköperrauheit
β	K^{-1}	Volumetrischer Wärmeausdehnungskoeffizient
γ	1	Lewis-Nielsen-Eigenschaftsfaktor
δ_0	1	Lagerbeiwert
δ_1	1	Lagerbeiwert
ε	1	Seitenverhältnis der Kontaktfläche
ζ	1	Geometriefaktor
ζ_{\parallel}	1	Geometriefaktor für unidirektional parallel orientierte Fasern
ζ_{\perp}	1	Geometriefaktor für unidirektional orthogonal orientierte Fasern
θ	1	Lewis-Nielsen-Füllstoffgehaltsfaktor
λ	$W m^{-1} K^{-1}$	Wärmeleitfähigkeit
λ_1	$W m^{-1} K^{-1}$	Wärmeleitfähigkeit des Grundkörpers
λ_2	$W m^{-1} K^{-1}$	Wärmeleitfähigkeit des Gegenkörpers
μ	1	Reibungskoeffizient
ν	$m^2 s^{-1}$	Kinematische Viskosität
ξ	1	Rotationsfaktor
π	1	Kreiszahl
ρ	$kg m^{-3}$	Dichte
ρ_1	$kg m^{-3}$	Dichte des Grundkörpers
ρ_2	$kg m^{-3}$	Dichte des Gegenkörpers



ρ_c	kg m^{-3}	Dichte eines Verbundwerkstoffs
σ_{y1}	Pa	Fließgrenze des Grundkörpers
τ	1	Faktor, der angibt, wie oft eine Rauheitsspitze im Rahmen ihrer Lebensdauer überstrichen werden kann
φ	1	Verteilungsfunktion für die Faserorientierung
ψ	1	Geschwindigkeitskriterium
$\dot{\omega}$	W m^{-3}	Wärmequellendichte

1 Einleitung

In allen technischen Systemen, deren Komponenten sich berühren und relativ zueinander bewegen, treten infolge von Reibung und Verschleiß an den Kontaktflächen Energie- und Materialverluste auf [1]. Diese sind von erheblicher ökonomischer und ökologischer Bedeutung. So wurden die volkswirtschaftlichen Verluste aufgrund von Reibung und Verschleiß in der Bundesrepublik Deutschland in den 1980er-Jahren auf ca. 2 % des Bruttoinlandsproduktes geschätzt [2,3]. Vor dem Hintergrund der seither gestiegenen Preise für Rohstoffe und Energieträger ist davon auszugehen, dass dieser Anteil mittlerweile noch höher liegt. Zugleich gehen durch Reibung und Verschleiß circa 23 % der weltweit bereitgestellten Primärenergie verloren, davon sind 20 % reibungsbedingte Verluste, während die übrigen 3 % für den Austausch verschlissener Systemkomponenten aufgewandt werden [4]. Bei der Bereitstellung dieser Verlustenergie werden jährlich etwa 7,5 Gt CO₂ in die Umwelt freigesetzt [5]. Aus diesen Zahlen sind die immensen globalen Auswirkungen tribologischer Vorgänge unmittelbar ersichtlich.

Nach Schätzungen von Holmberg und Erdemir ist durch die konsequente Anwendung wissenschaftlich-technologischer Erkenntnisse eine Reduktion der globalen tribologisch bedingten Energieverluste um 40 % binnen 15 Jahren erreichbar [4]. Tribologische Forschung kann somit einen wichtigen Beitrag sowohl zum wirtschaftlichen Wohlergehen als auch zur Begrenzung der anthropogenen globalen Erwärmung leisten. Die Übertragung von Forschungsergebnissen in die Anwendung ist jedoch ein anspruchsvoller Prozess. Ein wesentlicher Grund hierfür ist die starke Systemabhängigkeit tribologischer Eigenschaften. Soll ein Werkstoff für eine tribologische Anwendung ausgewählt und qualifiziert werden, so wird typischerweise zunächst ein Screening mit einfachen Modellversuchen in größerem Umfang durchgeführt und aussichtsreiche Werkstoffe dann in einer Prüfkette über mehrere Abstraktionsstufen hinweg mit zunehmender Anwendungsnähe geprüft. Eine gängige Klassifizierung dieser Abstraktionsstufen ist in Tabelle 1 dargestellt. Problematisch ist dabei, dass die anfangs in den weniger aufwendigen, abstrakten Modellversuchen gewonnenen Erkenntnisse oftmals nur sehr eingeschränkt auf die anwendungsnäheren Systeme übertragbar sind [6,7]. Somit besteht das Risiko, dass die Prüfkette unter großem zeitlichem und finanziellem Aufwand mehrmals durchlaufen werden muss. Um dies zu vermeiden, ist ein möglichst umfassendes Verständnis für die Wirkzusammenhänge in und zwischen den Systemen der unterschiedlichen Versuchskategorien erforderlich. Dabei ist neben der jeweiligen Systemstruktur und dem vorliegenden Beanspruchungskollektiv die Temperaturverteilung innerhalb des Systems von Bedeutung [6].

Tabelle 1: Kategorien der tribologischen Prüfung (modifiziert nach [6])

Kategorie	Art des Versuches	Aufwand	Übertragbarkeit
I	Betriebsversuch (Feldversuch)		
II	Prüfstandsversuch mit kompletter Maschine oder Anlage		
III	Prüfstandsversuch mit Aggregat oder Baugruppe		
IV	Versuch mit unverändertem Bauteil oder verkleinertem Aggregat		
V	Beanspruchungsähnlicher Versuch mit Prüfkörpern		
VI	Modellversuch mit einfachen Prüfkörpern		

Letzteres gilt in besonderem Maße für kunststoffbasierte tribologische Werkstoffe. Diese werden aufgrund ihres insbesondere im Trockenlauf vorteilhaften Eigenschaftsprofils [8,9] in einer zunehmenden Zahl von tribologischen Anwendungen eingesetzt [10]. Ihre mechanischen [11,12] und tribologischen [13–15] Eigenschaften sind jedoch vergleichsweise stark von der Temperatur abhängig. Es ist daher anzunehmen, dass aus der Analyse des Wärmehaushalts und der daraus resultierenden Temperaturverteilung in kunststoffbasierten tribologischen Systemen wesentliche Erkenntnisse für die systemübergreifende tribologische Werkstoffcharakterisierung abgeleitet werden können.

In der Literatur sind diverse analytische Ansätze für die Berechnung von Kontakttemperaturen in tribologischen Modellsystemen bei trockener Reibung beschrieben. Diese liefern jedoch nur null- bis eindimensionale Temperaturinformationen [16]. Räumliche Temperaturverteilungen sind nur anhand numerischer Simulationen ermittelbar, für die ebenfalls bereits Strategien vorgestellt wurden [17–19]. Die Auswahl eines geeigneten Modellierungsansatzes für kunststoffbasierte tribologische Systeme stellt den Anwender vor eine nicht unerhebliche Herausforderung. Insbesondere zur Ermittlung von geeigneten thermischen Randbedingungen für die Modelle sind nur wenige Informationen verfügbar. Zudem wurden Aspekte wie die Auswirkungen anisotroper Werkstoffeigenschaften und die zeitgleiche Prüfung mehrerer Prüfkörper auf einem Prüfstand in der Literatur bislang nicht behandelt. Um thermische Modelle zur Unterstützung von systemübergreifenden

Entwicklungsprozessen einzusetzen, ist daher zunächst eine fundierte Analyse der thermischen Randbedingungen und weiterer Einflussfaktoren auf den Wärmehaushalt erforderlich. Darauf aufbauend kann dann eine Untersuchung der Wechselwirkungen zwischen den berechneten Temperaturen und dem tribologischen Verhalten verschiedener Prüfsysteme erfolgen.

2 Ziele der Arbeit

Die Hauptziele der vorliegenden Arbeit lauten wie folgt:

- Um den Einfluss unterschiedlicher Prüfsysteme auf das tribologische Verhalten von Kunststoff-Metall-Gleitpaarungen bei trockener Reibung bewerten zu können, wird ein experimenteller Vergleich zwischen drei Prüfverfahren der Kategorien IV, V und VI (vgl. Abbildung 1) durchgeführt.
- Für die Modellierung kunststoffbasierter tribologischer Systeme werden Vorgehensweisen entwickelt, die auf unterschiedliche geometrische Konfigurationen übertragbar sind. Besonderes Augenmerk wird dabei auf die Wahl der thermischen Randbedingungen und die Zulässigkeit getroffener Annahmen und Vereinfachungen gelegt. Darüber hinaus werden Einflussfaktoren wie die Anisotropie verstärkter Kunststoffe, transiente Aufheiz- und Abkühlvorgänge sowie Wechselwirkungen zwischen mehreren Prüfstellen auf einem einzelnen Prüfstand betrachtet.
- Die durch die Simulationen gewonnenen Erkenntnisse werden genutzt, um die Anwendbarkeit gebräuchlicher analytischer Ansätze für die Beschreibung des Wärmehaushalts tribologischer Systeme auf die betrachteten kunststoffbasierten Modellsysteme zu validieren.
- Basierend auf den experimentellen und numerischen Untersuchungen soll eine Methodik entwickelt werden, welche die Übertragung von Versuchsergebnissen aus Modellsystemen auf anwendungsnähere Tribosysteme ermöglicht.

3 Stand der Forschung

3.1 Tribologische Grundlagen

Die Beherrschung von Reibung und Verschleiß beschäftigt die Menschheit bereits seit der Frühgeschichte [20]. Erste wissenschaftlich-systematische Untersuchungen zu Reibungsvorgängen unternahmen da Vinci, Hooke, Amontons und Euler [21]. Aufbauend auf diese Arbeiten entwickelte sich im Laufe des 19. und frühen 20. Jahrhunderts ein eigenständiges ingenieurwissenschaftlich-physikalisches Forschungsgebiet, für das Jost 1966 den Begriff „Tribologie“ (Altgriechisch: „Reibungslehre“) einführte [22]. Den Inhalt dieses Fachgebietes definiert die Gesellschaft für Tribologie wie folgt [6]:

„Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie umfasst das Gesamtgebiet von Reibung und Verschleiß, einschließlich Schmierung, und schließt entsprechende Grenzflächenwechselwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen ein.“

In vielen technischen Anwendungen wie Lagern und Gelenken ist es das Ziel tribologischer Bemühungen, sowohl die Reibung als auch den Verschleiß möglichst stark zu reduzieren, um wirtschaftliche und ökologische Schäden infolge von Energie- und Stoffverlusten (vgl. Abschnitt 1) zu minimieren. Es existieren jedoch auch zahlreiche Anwendungen mit der Forderung nach hoher Reibung (z.B. Bremsen und kraftschlüssige Verbindungselemente) oder hohem Verschleiß (z.B. Einlaufvorgänge). Die Gestaltung tribologischer Systeme muss daher in hohem Maße anwendungsspezifisch erfolgen und erfordert ein fundiertes Verständnis der innerhalb des tribologischen Systems vorliegenden Wechselwirkungen. Die resultierenden tribologischen Eigenschaften sind nicht als Werkstoffeigenschaften, sondern als Systemeigenschaften zu verstehen.

3.1.1 Tribologische Systeme

Da sich die Tribologie definitionsgemäß mit dem Zusammenspiel mehrerer Komponenten auseinandersetzt, muss die Untersuchung und Beschreibung tribologischer Eigenschaften grundsätzlich systembezogen erfolgen. Die allgemeine Struktur eines tribologischen Systems ist in Abbildung 1 dargestellt. Es besteht aus vier Komponenten [6]:

- Der Grundkörper ist derjenige Kontaktpartner, dessen Verschleiß für die jeweilige Anwendung am bedeutsamsten ist. In der Regel ist dies der Körper, welcher stärker verschleißt.

- Der Gegenkörper ist der zweite Kontaktpartner.
- Der Zwischenstoff befindet sich zwischen Grund- und Gegenkörper. Dabei kann es sich um Schmierstoffe, Verschleißpartikel, zwischen den Kontaktpartnern übertragene Material (sogenannter Transferfilm), Fremdkörper (Staub, Schmutz) oder eine Kombination dieser Stoffe handeln.
- Das Umgebungsmedium umschließt die übrigen Elemente. Häufige Umgebungsmedien sind Luft, technische Gase und Wasser. Auch das Vakuum ist ein mögliches Umgebungsmedium [23].

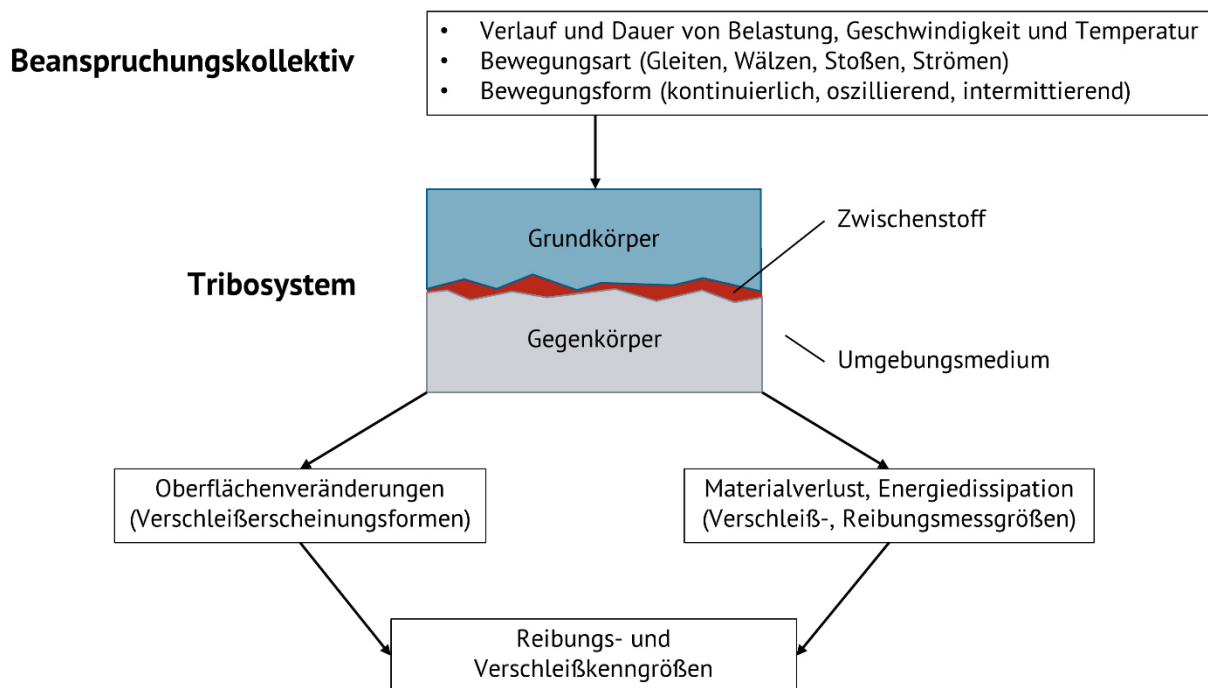


Abbildung 1: Schema eines tribologischen Systems (modifiziert nach [6])

Die auf das System einwirkenden Lasten werden zusammengefasst als Beanspruchungskollektiv bezeichnet. Dieses umfasst neben den Beträgen und zeitlichen Verläufen von Normalkraft/Flächenpressung, Geschwindigkeit und Temperatur auch die Art und Form der Relativbewegung [6]. Als einfache Kenngröße für die mechanische Beanspruchung in Systemen mit gleitender Bewegung hat der $p\cdot v$ -Wert, das Produkt von Pressung p und Gleitgeschwindigkeit v , weite Verbreitung gefunden [24]. Bei der Betrachtung tribologischer Beanspruchungen ist zu beachten, dass die tatsächliche Berührung von Grund- und Gegenkörper lediglich im Bereich von Rauheitsspitzen stattfindet. Diese Mikrokontakte bilden in ihrer Gesamtheit die reale Kontaktfläche, welche erheblich kleiner ist als die makroskopische nominelle Kontaktfläche. In der Folge können innerhalb der realen Kontaktfläche lokale Belastungen auftreten, die um ein Vielfaches größer sind als die makroskopischen scheinbaren Lasten [25].

Als Ausgangsgrößen des tribologischen Systems können verschiedene Reibungs- und Verschleißmessgrößen sowie die morphologischen Oberflächenveränderungen (Verschleißerscheinungsformen) erfasst werden [6]. Dabei ist zu beachten, dass diese Messgrößen typischerweise über die Beanspruchungsdauer hinweg nicht konstant sind. Vor allem in ungeschmierten Systemen tritt in der Regel zunächst eine Einlaufphase auf, in der Reibung und Verschleiß vergleichsweise hohe Werte annehmen. Durch Einlaufvorgänge wie das Einebnen von Rauheitsspitzen und die Ausbildung eines Transferfilms stellt sich nach einiger Zeit ein stationärer Zustand ein, in dem Reibungskoeffizient und Verschleißrate aufgrund eines Gleichgewichts der tribologischen Vorgänge nahezu konstante Werte annehmen [7].

3.1.2 Reibung

Reibung ist definiert als eine Wechselwirkung zwischen sich berührenden Körpern, die eine Relativbewegung verhindert (Haftreibung) oder ihrer Aufrechterhaltung entgegenwirkt. Sie ist zu unterscheiden von der Viskosität, die auch als „innere Reibung“ bezeichnet wird. Aufgrund der vorliegenden Beanspruchung wird Energie in das tribologische System eingeleitet. Innerhalb der realen Kontaktfläche wird die eingeleitete Reibungsenergie durch die Reibungsmechanismen

- Adhäsion und Scheren
- Plastische Deformation
- Furchung
- Elastische Hysterese und Dämpfung

umgesetzt und schließlich dissipiert [26]. Der weitaus größte Teil der Reibungsenergie wird dabei in Form von Wärme freigesetzt [27], während lediglich geringfügige Anteile durch mechanische und chemische Vorgänge absorbiert sowie als Schall, Licht und Teilchenstrahlung emittiert werden [26].

Die Reibung wird durch sämtliche in Abschnitt 3.1.1 genannten Systemparameter beeinflusst. Von großer Bedeutung ist dabei die Bewegungsart, anhand derer die Hauptreibungsarten - Gleitreibung, Rollreibung und Bohrreibung - unterschieden werden, sowie der von Zusammensetzung und Menge des Zwischenstoffs abhängige Reibungszustand, welcher anhand der Stribeck-Kurve eingeteilt wird und sich von reiner Festkörperreibung (trockene Reibung) über Grenz- und Mischreibung bis hin zu reiner Flüssigkeits- bzw. Gasreibung erstrecken kann [26]. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird ausschließlich der Zustand trockener Gleitreibung betrachtet.

Als Messgröße für die Reibung wird die Reibungskraft F_R erfasst, die einer translatorischen Relativbewegung parallel zur Kontaktfläche entgegenwirkt. Im Falle einer rotatorischen Relativbewegung kann analog das Reibungsmoment M_R gemessen werden. Der Quotient aus der Reibungskraft und der als Last aufgebrachten Normalkraft F_N

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} \quad (1)$$

wird als Reibungskoeffizient bezeichnet und dient als dimensionslose Kenngröße zur Quantifizierung von Reibung. Aus dem Reibungskoeffizienten und der Gleitgeschwindigkeit v kann die durch Reibung umgesetzte Leistung

$$P_R = \mu F_N v \quad (2)$$

berechnet werden [26].

3.1.3 Verschleiß

Verschleiß ist der durch eine tribologischen Beanspruchung verursachte fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers, insbesondere des Grundkörpers. An den Mikrokontakten der realen Kontaktfläche treten aufgrund der einwirkenden Beanspruchung die elementaren Verschleißmechanismen

- Abrasion
- Adhäsion
- Oberflächenzerrüttung
- Tribochemische Reaktionen

auf, die dazu führen, dass Verschleißpartikel von der beanspruchten Oberfläche abgetrennt werden. Sobald die Verschleißpartikel aus dem System austreten, stellt dies einen Materialverlust dar [28]. Abhängig von den wirkenden Verschleißmechanismen treten auf der beanspruchten Oberfläche jeweils charakteristische Verschleißerscheinungsformen auf [6]. Diese sind in Tabelle 2 aufgeführt.

Tabelle 2: Typische Verschleißerscheinungsformen der Haupt-Verschleißmechanismen [6]

Verschleißmechanismus	Verschleißerscheinungsformen
Adhäsion	Fresser, Löcher, Kuppen, Schuppen, Materialübertrag
Abrasion	Kratzer, Riefen, Mulden, Wellen
Oberflächenzerrüttung	Risse, Grübchen
Tribochemische Reaktion	Reaktionsprodukte (Schichten, Partikel)

Analog zu den in Abschnitt 3.1.2 beschriebenen Reibungsarten können auch Verschleißvorgänge anhand unterschiedlicher Verschleißarten kategorisiert werden, wobei neben der Bewegungsart auch die Bewegungsform berücksichtigt wird. So wird in geschlossenen tribologischen Systemen zwischen Gleit-, Wälz-, Stoß-, Schwingungs- und Furchungverschleiß unterschieden, bei denen die Verschleißmechanismen jeweils verschieden große Beiträge zum Gesamtverschleiß leisten [28].

Als direkte Messgröße für den Verschleiß können verschiedene Verschleißbeträge erfasst werden. Hinsichtlich der Gestaltänderung des verschleißenden Körpers sind dies der lineare Verschleißbetrag W_l (Längenänderung senkrecht zur Kontaktfläche), der planimetrische Verschleißbetrag W_q (Querschnittsänderung senkrecht zur Kontaktfläche) oder der volumetrische Verschleißbetrag W_v (Volumenänderung). Darüber hinaus kann auch die Masseänderung des verschleißenden Körpers als gravimetrischer Verschleißbetrag W_m gemessen werden. Anhand der Dichte des Grundkörpers ρ_1 ist eine Umrechnung zwischen volumetrischem und gravimetrischem Verschleißbetrag möglich. Die Verschleißbeträge können auf Bezugsgrößen wie die Zeit t , den Weg s und die verschiedenen Belastungsgrößen normiert werden, um Verschleißraten zu berechnen. Insbesondere der volumetrische Verschleißkoeffizient

$$w_s = \frac{W_v}{F_N s} = \frac{W_m}{\rho_1 F_N s} \quad (3)$$

ist gebräuchlich, um Messungen, die unter unterschiedlichen Bedingungen durchgeführt wurden, zu vergleichen [28]. Er wird auch als spezifische Verschleißrate bezeichnet.

3.1.4 Kunststoffbasierte tribologische Systeme

Die Auswahl an verfügbaren Werkstoffen für die Verwendung in tribologischen Systemen hat sich im Laufe der Geschichte infolge des technischen Fortschritts stetig vergrößert. Bei den Werkstoffen, aus denen in der Steinzeit die ersten tribologisch beanspruchten Teile gefertigt wurden, handelte es sich noch ausnahmslos um einfache Naturprodukte wie Holz, Gesteine, Knochen und Horn. Mit der Entstehung der ersten Hochkulturen wurden erstmals metallische und keramische Werkstoffe wie Kupfer, Bronze und Porzellan verwendet. Die Verwendung von Metallen in technischen Produkten etablierte sich über mehrere Jahrtausende hinweg, insbesondere aufgrund der Entdeckung von Eisen und Stahl. Mit Beginn der Industrialisierung wurden Metalle schließlich zu den bedeutsamsten Werkstoffen sowohl für Strukturbauteile als auch für tribologische Systeme [20]. Erst gegen Ende des 19. Jahrhunderts hielt mit den Polymerwerkstoffen eine gänzlich neue

Werkstoffklasse Einzug in die Tribologie, als sich der von Thomson und Dunlop unabhängig voneinander erfundene [29,30] sowie von Michelin verbesserte [31] Luftreifen in der Fahrzeugtechnik durchsetzte. In Gleitkontakten, welche in der vorliegenden Arbeit ausschließlich betrachtet werden, wurden ab den 1930er-Jahren duroplastische Kunststoffe eingesetzt. Ab den 1950er Jahren kamen auch thermoplastische Kunststoffe hinzu [20].

Obwohl es sich bei den Kunststoffen somit um eine vergleichsweise junge Klasse von tribologischen Werkstoffen handelt, werden sie mittlerweile in zahlreichen tribologischen Anwendungen eingesetzt, so unter anderem in Gleitlagern [9,32–37], Wälzlagerkäfigen und -ringen [9,38–40], Gelenken [9,41,42], Zahnrädern [9,43–46] und Dichtungen [9,47,48]. Dies ist auf das vorteilhafte Eigenschaftsprofil der Kunststoffe zurückzuführen. So verbinden kunststoffbasierte tribologische Systeme typischerweise gute Notlaufeigenschaften, ein hohes Dämpfungsvermögen und weitgehende Korrosionsbeständigkeit mit Leichtbaupotential aufgrund geringer Dichte, einer wirtschaftlichen Verarbeitung und der Möglichkeit, den Kunststoff durch Compoundierung mit Füll- und Verstärkungsstoffen anwendungsspezifisch anzupassen [8,9]. Insbesondere in der Gleitpaarung mit einem Gegenkörper aus Stahl können Kunststoffe selbstschmierend wirken [33] und daher die Auslegung wartungsfreier tribologischer Systeme ermöglichen [8].

3.1.4.1 Tribologie ungefüllter Kunststoffe

In tribologischen Anwendungen kommt ein breites Spektrum unterschiedlicher Polymerwerkstoffe zum Einsatz. In den meisten Fällen handelt es sich dabei mindestens um technische Kunststoffe wie Polyamid (PA), Polyoxymethylen (POM) oder Polybutylenterephthalat (PBT). Liegen hohe thermische, mechanische oder chemische Beanspruchungen vor, wird auf Hochleistungskunststoffe wie Polytetrafluorethylen (PTFE), Polyetheretherketon (PEEK), Polyimid (PI) oder Polyphenylensulfid (PPS) zurückgegriffen [8,49]. Auch Blends dieser Kunststoffe kommen zum Einsatz, um geringe Reibung mit hoher Verschleißbeständigkeit zu kombinieren [50] oder den Materialpreis zu senken [51].

Da, wie in 3.1.1 bereits ausgeführt, tribologische Eigenschaften von der Struktur des gesamten Tribosystems abhängig sind, muss diese auch bei der Analyse kunststoffbasierter Systeme berücksichtigt werden. Erhard wies nach, dass das Gleitverhalten von Kunststoff-Metall-Gleitpaarungen stark von der Rauheit des metallischen Gegenkörpers abhängig ist, wie in Abbildung 2 dargestellt. Ist der Gegenkörper glatt ($R_z \leq 0,3 \mu\text{m}$), so sind Reibung und Verschleiß durch adhäsive Prozesse dominiert. Mit zunehmender Rauheit tritt hingegen die Deformation von Mikrokontakten in den Vordergrund. Ein vergleichbarer Zusammenhang besteht auch für die Flächenpressung im Kontakt. Ist diese gering ($p \leq 1 \text{ MPa}$),

so werden Reibung und Verschleiß überwiegend durch Adhäsion hervorgerufen. Bei höheren Pressungen ist aufgrund der höheren mechanischen Beanspruchung die Deformation der maßgebliche Reibungs- und Verschleißmechanismus [52]. Neben der Rauheit des Gegenkörpers wirkt sich auch dessen Härte auf den Verschleiß aus. Ist diese zu gering, können im Bereich der Rauheitsspitzen Bruchvorgänge auftreten. Die dabei freigesetzten Metallpartikel wirken abrasiv und führen zu erhöhtem Verschleiß beider Gleitpartner. Der Gegenkörper sollte daher eine Härte von mindestens 50 HRC aufweisen [53].

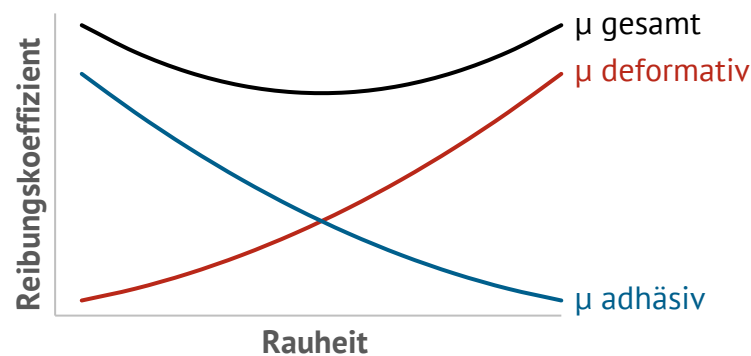


Abbildung 2: Schematische Darstellung der adhäsiven und deformativen Anteile des Reibungskoeffizienten in Abhängigkeit von der Rauheit (modifiziert nach [52])

Das tribologische Verhalten von Kunststoffen wird zudem von einer Reihe spezifischer Mechanismen beeinflusst, die auf dem Aufbau und den besonderen Eigenschaften der Polymerwerkstoffe beruhen. So hat das Molekulargewicht des Polymers einen ausgeprägten Einfluss auf sein Verschleißverhalten. Ein höheres Molekulargewicht führt in der Regel aufgrund der daraus resultierenden höheren Festigkeit und Duktilität zu einer Verringerung der Verschleißrate [52,54,55]. Auch die Struktur der Makromoleküle wirkt sich tribologisch aus. Sind die Makromoleküle nicht oder nur wenig verzweigt und sind die Substituenten klein, ergeben sich besonders niedrige Reibungskoeffizienten, da sich die Molekülketten einfach gegeneinander verschieben können. Dieser Effekt ist besonders bei PTFE zu beobachten, welches einen Transferfilm aus abgescherten Fibrillen auf dem Gegenkörper ausbildet, auf dem der Grundkörper abgleiten kann [56–58], was zu besonders niedrigen Reibungskoeffizienten führt. Auch der Ordnungszustand der Makromoleküle ist von Bedeutung. Amorphe Thermoplaste weisen im Allgemeinen eine höhere Verschleißrate auf als teilkristalline Thermoplaste [59]. Bei Letzteren wirkt sich ein höherer Kristallisationsgrad verschleißmindernd aus [60,61]. Experimentelle Untersuchungen zum Einfluss der Sphärolithgröße in teilkristallinen Thermoplasten führten zu uneinheitlichen Ergebnissen [61–63]. Bei polaren Kunststoffen, insbesondere Polyamiden, beeinflusst auch der Feuchtegehalt die tribologischen Eigenschaften. Mit steigender Probenfeuchte nimmt

der Reibungskoeffizient von Polyamid gegen Stahl ab. Bei geringer Rauheit des Gegenkörpers gilt dies ebenso für die Verschleißrate. Weist der Gegenkörper eine stärkere Rauheit auf, existiert ein Minimum der Verschleißrate bei mittleren Feuchtegehalten [52].

3.1.4.2 Tribologie von Verbundwerkstoffen mit Kunststoffmatrix

Selbst Hochleistungsthermoplaste wie PEEK, PI und PPS stoßen bei großen Leistungsdichten und den damit einhergehenden hohen Temperaturen und Pressungen, wie sie beispielsweise in modernen Lageranwendungen auftreten, an ihre Belastungsgrenzen. Für hochbelastete Anwendungen werden die eingesetzten Kunststoffe daher auf vielfältige Weise mit diversen Füll- und Verstärkungsstoffen tribologisch ertüchtigt. Eine erhebliche Steigerung der Verschleißbeständigkeit lässt sich im Verbund mit Kohlenstoff- oder Aramidfasern erreichen. Welche dieser beiden Faserarten die stärkere Verbesserung bewirkt, unterscheidet sich je nach verwendetem Matrixpolymer. So eignen sich für die Verstärkung von PEEK besonders Kohlenstofffasern, während zur Verstärkung von Epoxidharz sowohl PEEK als auch Aramidfasern effektiv sind [64]. Glasfasern wirken sich ebenfalls verschleißmindernd aus, jedoch in geringerem Maße [60,64,65]. Letzteres kann dadurch erklärt werden, dass die beim Verschleiß der Glasfasern entstehenden Bruchstücke stark abrasiv auf den Gegenkörper wirken. Die verkratzte Gegenkörperoberfläche wirkt dann wiederum abrasiv auf den glasfaserverstärkten Kunststoff [60,64,65]. Kohlenstofffasern setzen beim Verschleiß hingegen Graphit frei, welches verschleißmindernd wirkt [66]. Auch Länge und Orientierung der Fasern beeinflussen ihre verschleißmindernde Wirkung. In kontinuierlich unidirektional kohlenstofffaserverstärkten Kunststoffen bewirken die Fasern bei einer Ausrichtung parallel oder antiparallel zur Gleitrichtung (vgl. Abbildung 3) eine stärkere Verbesserung der Verschleißbeständigkeit als bei einer Ausrichtung normal zur Kontaktebene, da letztere zum Abbrechen der Faserenden führen kann, welche dann als abrasive Partikel in der Kontaktfläche wirken [18,33]. Bei einer Endlosverstärkung mit Aramidfasern wird hingegen in normaler Orientierung die größte Verschleißminderung erzielt, da sich hier die Neigung dieser Fasern zum Fibrillieren sowie die in vielen Fällen schlechte Faser-Matrix-Anbindung am wenigsten auswirkt [33,64].

Werden Kurzfasern als Verstärkungsstoff eingesetzt, was typischerweise in Verbindung mit thermoplastischen Matrixwerkstoffen geschieht, kann die optimale Faserausrichtung eine andere sein als im Falle der kontinuierlichen Verstärkung. So wird für Kohlenstoffkurzfasern (short carbon fibers, SCF) berichtet, dass diese bei niedrigen Pressungen

($p \leq 2$ MPa) in paralleler Orientierung zu einer geringfügig niedrigeren Verschleißrate führen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Fasern in Längsrichtung besonders widerstandsfähig gegenüber Abschleifvorgängen sind, welche in diesem Lastbereich den dominanten Verschleißmechanismus darstellen. Bei höheren Pressungen bewirkt jedoch eine antiparallele Faserausrichtung die bei weitem niedrigste Verschleißrate, da aufgrund der günstigen Spannungseinleitung in querliegende Fasern weniger Faserbrüche und Faser-Matrix-Ablösungen auftreten [67]. Für kurze Glasfasern ist die normale Orientierung vorteilhaft, da hierdurch die Häufigkeit von Faserbrüchen und anschließender Pulverisierung verringert wird [60]. Zu beachten ist jedoch, dass in Formteilen aus kurzfaserverstärkten Thermoplasten in der Regel keine einheitliche Faserorientierung vorliegt, da diese vorzugsweise im Spritzgießverfahren hergestellt werden. Die beim Einspritzen der Schmelze vorliegenden Strömungsverhältnisse führen zu einer Ausrichtung der Fasern. Der Stand der Forschung zur Modellierung dieser prozessbedingten Faserorientierung und ihrer Auswirkungen auf weitere Werkstoffeigenschaften wird in Abschnitt 3.3 vorgestellt. Auch der Faseranteil des Verbundes wirkt sich erheblich auf dessen tribologische Eigenschaften aus. Für PEEK mit SCF wurde mit zunehmendem Faservolumengehalt eine deutliche Abnahme sowohl des Reibungskoeffizienten als auch der Verschleißrate beobachtet. Ab einem Faservolumengehalt von etwa 10 % wirkt sich eine weitere Erhöhung jedoch nur noch geringfügig aus [54].

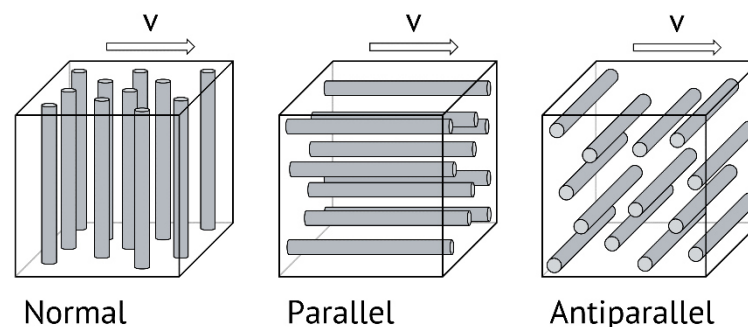


Abbildung 3: Faserorientierungen relativ zur Gleitrichtung (modifiziert nach [33])

Die Verstärkung eines Kunststoffes mit Fasern bewirkt neben der Erhöhung der Verschleißbeständigkeit oftmals auch eine Verringerung der Reibung [54,68,69]. Ist eine darüber hinausgehende Verbesserung des Reibungsverhaltens erforderlich, können dem tribologischen Compound partikelförmige interne Schmierstoffe hinzugefügt werden. Das zuvor bereits vorgestellte PTFE ist auch für diese Verwendung gut geeignet [54,70]. Ebenfalls effektive Festschmierstoffe sind Graphit [71,72] und Molybdändisulfid (MoS_2) [73,74], deren Schmierwirkung auf ihrer Schichtgitter-Kristallstruktur beruht. Die Schichten können gegeneinander gleiten und so einen Schmierfilm ausbilden [75], ähnlich wie dies in Abschnitt 3.1.4.1 bereits für PTFE beschrieben wurde. Da die tribologischen Eigenschaften

von MoS₂ sich jedoch unter dem Einfluss von Feuchtigkeit erheblich verschlechtern, wird dieses bevorzugt im Vakuum eingesetzt [8,23]. Für hochbelastete Anwendungen hat die Kombination einer PEEK-Matrix mit jeweils 10 Gewichtsprozent (Gew.-%) SCF, PTFE und Graphit weite Verbreitung gefunden [55,67,71,76].

Eine signifikante Verbesserung sowohl des Reibungs- als auch des Verschleißverhaltens von Kunststoffen kann durch die Zugabe von mikro- und nanoskaligen anorganischen Füllstoffen hervorgerufen werden. In der Literatur finden sich Untersuchungen mit einer breiten Spanne an mineralischen Partikeln, unter anderem Titandioxid (TiO₂) [77,78], Zinksulfid (ZnS) [79], Siliciumdioxid (SiO₂) [80–82], Aluminiumoxid (Al₂O₃) [83], Kupfermonoxid (CuO) [84], Zirkondioxid (ZrO₂) [85], Siliciumnitrid (Si₃N₄) [86] und Siliciumcarbid (SiC) [87,88]. Eine umfassende Übersicht geben Briscoe und Sinha [10]. Geringere Partikeldurchmesser führen dabei in der Regel zu einer stärkeren Verbesserung der tribologischen Eigenschaften [81,85,88]. Besonders vorteilhafte Eigenschaften ergeben sich bei der Kombination dieser Füllstoffe mit den oben genannten Verstärkungs- und Schmiermitteln zu hybriden Compounds. So wurde von Zhang et al. beobachtet, dass das tribologische Verhalten der etablierten PEEK-Compounds mit SCF, PTFE und Graphit durch die Zugabe von SiO₂-Nanopartikeln weiter verbessert werden kann [89]. Oster erzielte mit einer Kombination von PEEK mit je 10 Gew.-% SCF, Graphit, TiO₂ und ZnS vorteilhafte Eigenschaften [90]. Unter extremer Pressungsbeanspruchung ($p = 40 \text{ MPa}$, $v = 1 \text{ m s}^{-1}$) konnten Qi et al. bei einem Compound von PEEK mit SCF, Graphit und nano-SiO₂ einen Reibungskoeffizienten von lediglich 0,04 feststellen [91]. Die auf diese Weise erreichten signifikanten Verbesserungen, insbesondere unter hohen Belastungen, können auf das Zusammenspiel mehrerer synergistischer Mechanismen zwischen den Komponenten zurückgeführt werden. So bewirken die Partikel eine Versteifung der Matrix, aufgrund derer Spannungskonzentrationen in den Fasern und deren Deformation sowie die Ermüdung der Faser-Matrix-Interphase reduziert werden [89]. Auch können die Partikel zwischen Grund- und Gegenkörper abrollen, was zu einer Verringerung des Reibungskoeffizienten führt [92]. Darüber hinaus bilden sich rampenartige Ansammlungen von Partikeln vor Fasern, welche aus der Matrix herausragen, sodass diese weniger starken Scherbeanspruchungen ausgesetzt sind [93]. Die Partikel haben zudem einen erheblichen Einfluss auf Zusammensetzung und Eigenschaften des Transferfilms, da sie in ihm eingebettet werden [91,92,94], eine dünne und gleichmäßige Gestalt des Transferfilms hervorrufen [80,84] und seine Haftung am Gegenkörper verbessern [84,91]. Auch Kohlenstoffnanoröhren und Kohlenstoffnanofasern können als Komponente von Tribocompounds eingesetzt werden. Anders als bei mineralischen Partikeln beschränkt sich ihre Wirkung aber weitestgehend

auf die Verschleißminderung, während der Reibungskoeffizient nur minimal beeinflusst wird [95].

Ein neuartiger Ansatz für die tribologische Modifikation von Kunststoffen ist die Zugabe von Füllstoffen wie Magnesiumhydroxid ($\text{Mg}(\text{OH})_2$), die unter tribologischer Beanspruchung endotherm reagieren und dadurch Reibungsenergie umsetzen sowie Zwischenstoffe wie Wasserdampf und passivierend wirkende Metalloxide im System freisetzen. Als Matrixwerkstoffe können in solchen reaktiven Tribocompounds auch technische Kunststoffe verwendet werden, die auf diese Weise in Lastbereiche vorstoßen, welche zuvor den teureren Hochleistungskunststoffen vorbehalten waren [96–99]. Seit einigen Jahren gibt es außerdem verschiedenartige Bestrebungen, die Nachhaltigkeit von Tribocompounds zu verbessern. So wurden Compounds entwickelt, deren Komponenten biobasiert und/oder biologisch abbaubar sind, z.B. Polylactide (PLA), Naturfasern oder Schichtsilikate [100–104]. Auch konnte gezeigt werden, dass rezyklierte Verstärkungsfasern ein mit Neufasern vergleichbares tribologisches Leistungsniveau erreichen können [105,106]. Darüber hinaus wurden bei der Verwendung von Industrieabfällen wie Eisenhüttenschlacke [107] und Rotschlamm [108] als Füllstoffe eine verschleißmindernde Wirkung nachgewiesen.

3.1.4.3 Einfluss der Temperatur auf kunststoffbasierte tribologische Systeme

Neben den zuvor genannten Einflüssen wirkt sich auch die Temperatur in erheblichem Maße auf das tribologische Systemverhalten aus. In der Literatur werden je nach verwendetem Kunststoff sehr unterschiedliche Zusammenhänge zwischen Temperatur und tribologischen Kennwerten beschrieben. Ludema und Tabor untersuchten in einer Heizkammer das Gleitverhalten eines Stahlstiftes gegen Platten aus PTFE, POM, PA 6.6 und Hochdruck-Polyethylen (low density polyethylene, LDPE). Die Umgebungstemperatur wurde in mehreren Schritten von $-91\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ (PTFE), $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ (POM), $-72\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $51\text{ }^{\circ}\text{C}$ (PA 6.6) bzw. $-92\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ (LDPE) variiert. Dabei ergab sich für PTFE, POM und LDPE eine Abnahme des Reibungskoeffizienten mit zunehmender Umgebungstemperatur, während bei PA 6.6 ein entgegengesetzter Verlauf beobachtet wurde. Der Betrag der Ab- bzw. Zunahme ist zudem geschwindigkeitsabhängig [13]. Samyn et al. führten Gleitversuche mit PI gegen Stahl durch, wobei der Stahlgegenkörper mittels Widerstandsbeheizung auf $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, $140\text{ }^{\circ}\text{C}$, $180\text{ }^{\circ}\text{C}$, $220\text{ }^{\circ}\text{C}$ und $260\text{ }^{\circ}\text{C}$ erwärmt wurde. Während Reibungskoeffizient und Verschleißrate unterhalb von $180\text{ }^{\circ}\text{C}$ lediglich geringfügigen Schwankungen unterlagen, wurde bei Temperaturen oberhalb von $180\text{ }^{\circ}\text{C}$ eine deutliche Absenkung des Reibungskoeffizienten bei gleichzeitigem Ansteigen der Verschleißrate beobachtet [109].

Das temperaturabhängige Gleitverhalten von PEEK gegen Stahl wurde von Lu und Friedrich in einer Heizkammer bei 20 °C, 60 °C, 100 °C, 150 °C und 220 °C sowie 1 MPa und 1 m s^{-1} untersucht. Der Reibungskoeffizient lag dabei annähernd konstant bei 0,4. Lediglich bei 150 °C wurde ein auf 0,54 erhöhter Wert gemessen. Der Verschleißkoeffizient lag nahezu temperaturunabhängig bei $10^{-5} \text{ mm}^3 \text{ N}^{-1} \text{ m}^{-1}$ [54]. Zu ähnlichen Ergebnissen für die Paarung PEEK-Stahl bei 1 MPa und 1 m s^{-1} kamen Lin et al., die den Gegenkörper mittels Induktion von 30 °C bis auf 240 °C kontinuierlich erwärmten, wodurch der temperaturabhängige Verlauf feiner aufgelöst werden konnte. Im Bereich von 30 °C bis 150 °C schwankte der Reibungskoeffizient in einem Bereich zwischen 0,3 und 0,44. Anschließend wurde ein rascher Anstieg bis auf 0,6 bei 180 °C und ein vergleichbar schnelles Absinken auf etwa 0,3 bei 210 °C beobachtet. Zwischen 210 °C und 240 °C trat keine wesentliche Veränderung des Reibungskoeffizienten mehr auf. In Langzeitversuchen mit konstanter Temperatur konnte das Absinken des Reibungskoeffizienten bei hohen Temperaturen nicht reproduziert werden. Es traten vielmehr hohe Reibungskoeffizienten von 0,8 (180 °C) bis 0,9 (210 °C) auf. Für den Verschleißkoeffizienten wurde zunächst ein Anstieg von $1,5 \cdot 10^{-5} \text{ mm}^3 \text{ N}^{-1} \text{ m}^{-1}$ bei Raumtemperatur auf $4 \cdot 10^{-5} \text{ mm}^3 \text{ N}^{-1} \text{ m}^{-1}$ bei 120 °C registriert, oberhalb von 150 °C traten dann deutlich geringere Werte im Bereich von ca. $0,3 \cdot 10^{-5} \text{ mm}^3 \text{ N}^{-1} \text{ m}^{-1}$ bis $0,5 \cdot 10^{-5} \text{ mm}^3 \text{ N}^{-1} \text{ m}^{-1}$ auf [15]. Für verschiedene Compounds von PEEK mit Kohlenstofffasern sowie PEEK mit SCF, Graphit und PTFE stellten Lu und Friedrich jeweils ähnliche Verläufe fest. So war zunächst ein mit steigender Temperatur sinkender Reibungskoeffizient zu beobachten, bis bei etwa 150 °C ein Minimalwert erreicht wurde. Anschließend kam es mit weiter steigender Temperatur wieder zu einem leichten Anstieg des Reibungskoeffizienten. Die absoluten Werte waren dabei abhängig von der Zusammensetzung des Compounds. Für den Verschleißkoeffizienten wurden mit steigender Temperatur stetig steigende Werte gefunden, sofern SCF im Werkstoff enthalten waren. Waren ausschließlich je 15 Gew.-% Graphit und PTFE enthalten, lag der Verschleißkoeffizient konstant bei etwa $1 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3 \text{ N}^{-1} \text{ m}^{-1}$ [76]. Chang et al. führten Versuche mit weiteren PEEK-Compounds bei Raumtemperatur sowie mit einer Gegenkörpertemperatur von 150 °C durch, wobei der zuvor beschriebene Trend von sinkendem Reibungskoeffizienten und steigender Verschleißrate mit zunehmender Temperatur bestätigt wurde. Eine Ausnahme stellte ein Compound aus PEEK, SCF, Graphit, TiO_2 und ZnS (entsprechend der in Abschnitt 3.1.4.2 erwähnten Zusammensetzung nach Oster [90]) dar, welches bei einer Pressung von 4 MPa und einer Gleitgeschwindigkeit von 1 m s^{-1} einen abnehmenden Verschleißkoeffizienten von $6 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3 \text{ N}^{-1} \text{ m}^{-1}$ bei Raumtemperatur auf $4 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3 \text{ N}^{-1} \text{ m}^{-1}$ bei 150 °C aufweist [14].

Diese komplexe Abhängigkeit des tribologischen Verhaltens von der Temperatur ist auf ein Zusammenspiel mehrerer Mechanismen zurückzuführen. Beim Erreichen der Glasübergangstemperatur sinken sowohl die Steifigkeit als auch die Festigkeit von Kunststoffen drastisch ab. Dies führt zu einer Vergrößerung der realen Kontaktfläche und einem erhöhten adhäsiven Beitrag zum Reibungskoeffizienten. Dies äußert sich deutlich in der Zunahme des Reibungskoeffizienten von PEEK oberhalb der Glasübergangstemperatur von etwa 150 °C. Die verminderte Festigkeit erleichtert hingegen das Abscheren des Kunststoffs im Kontakt, woraus eine Senkung des Reibungskoeffizienten resultiert. Dies erklärt das erneute Absinken des Reibungskoeffizienten bei sehr hohen Temperaturen, welches bei PEEK beobachtet wurde [15]. Gleichzeitig führt die Erweichung zu erhöhtem Verschleiß [109]. Das Erweichen des Kunststoffes führt auch dazu, dass Verstärkungsfasern leichter aus der Matrix gelöst werden können, wodurch der Verschleiß erhöht wird [14,76]. Bei zusätzlicher Verstärkung mit anorganischen Partikeln kann dieser Effekt jedoch durch den bei hoher Temperatur verstärkt auftretenden Abrolleffekt abgeschwächt werden [14]. Mit zunehmender Gleitstrecke beeinflusst zudem die Transferfilmbildung das Systemverhalten. Die erhöhte Reibung im Kunststoff-Kunststoff-Kontakt zwischen Transferfilm und Prüfkörper erklärt die in Langzeitversuchen gemessenen höheren Reibungskoeffizienten im Vergleich zum Temperatursteigerungsversuch. Gleichzeitig wirkt sich der Transferfilm jedoch verschleißmindernd aus [15]. Je nach Verarbeitung des Kunststoffs können bei hohen Temperaturen Nachkristallisationsvorgänge das tribologische Verhalten beeinflussen [110]. Ein Zusammenhang des Reibungskoeffizienten mit viskoelastischen Eigenschaften ist bei Thermoplasten unter Gleitreibung nur in Ansätzen erkennbar, bei Rollreibung hingegen sehr ausgeprägt [13]. Aufgrund dieser Vielzahl an wechselwirkenden Mechanismen ist eine umfassende mechanistische Vorhersage des temperaturabhängigen tribologischen Verhaltens von Kunststoffen nach derzeitigem Stand der Forschung schwer umsetzbar. Eine werkstoffspezifische experimentelle Charakterisierung ist somit unabdingbar.

Neben dem direkten Einfluss auf die tribologischen Kennwerte hat die Temperaturverteilung weitere bedeutsame Auswirkungen auf kunststoffbasierte Tribosysteme. Die Belastungsgrenzen eines tribologischen Systems werden üblicherweise durch das Produkt von Pressung und Geschwindigkeit, den sogenannten pv-Wert, ausgedrückt. Im Bereich hoher Pressungen ist die Druckfestigkeit ausschlaggebend für die zulässige Belastung. Bei hohen Geschwindigkeiten ist jedoch die thermische Belastbarkeit des verwendeten Werkstoffes der limitierende Faktor. Dazwischen, also bei Kombinationen aus jeweils modera-

ter Pressung und Gleitgeschwindigkeit, ist der pv-Wert durch den zulässigen Verschleißbetrag begrenzt, wobei die Verschleißrate wie oben beschrieben ebenfalls temperaturabhängig ist. Der Wärmehaushalt des Systems hat somit entscheidenden Einfluss auf den zulässigen Lastbereich. [24,111]. Zugleich ist die Temperatur jedoch ihrerseits vom pv-Wert abhängig. Samyn et al. konnten für PI bei pv-Werten von ca. $0,75 \text{ MPa m s}^{-1}$ bis $3,1 \text{ MPa m s}^{-1}$ einen näherungsweise linearen Anstieg der Gegenkörpertemperatur feststellen [109].

3.2 Wärmetechnische Grundlagen

Aus den im vorhergehenden Abschnitt geschilderten, vielfältigen Temperatureinflüssen ist ersichtlich, dass ein fundiertes Verständnis des Wärmehaushalts für die Analyse und Optimierung tribologischer Systeme von zentraler Bedeutung ist. Gerade die tribologisch bedeutsamen Kontakttemperaturen sind messtechnisch nicht zugänglich und müssen daher mithilfe geeigneter Berechnungsverfahren aus dem Wärmehaushalt abgeleitet werden. Ausgehend von den grundlegenden Mechanismen der Wärmeübertragung sind daher zahlreiche Modelle für die thermische Berechnung von Gleitvorgängen entwickelt worden. Diese werden im Folgenden vorgestellt, wobei ausschließlich der Fall trockener Reibung betrachtet wird.

3.2.1 Wärmeübertragung

Die im tribologischen Kontakt freigesetzte Wärme muss von Grund- und Gegenkörper sowie den angrenzenden Bauteilen in die Umgebung abgeführt werden. Dies geschieht über die drei Wärmetransportvorgänge Wärmeleitung (Konduktion), Wärmemitführung (Konvektion) und Wärmestrahlung (Radiation).

3.2.1.1 Wärmeleitung

Die Wärmestromdichte \dot{q} infolge eines Temperaturgefälles in einem wärmeleitenden Körper kann anhand des Fourier'schen Gesetzes

$$\dot{q} = -\lambda \nabla T \quad (4)$$

berechnet werden. T bezeichnet das im Körper vorliegende Temperaturfeld. Die Proportionalitätsgröße λ ist die Wärmeleitfähigkeit des Körpers. Diese ist über die Beziehung

$$\lambda = \alpha c \rho \quad (5)$$

mit der Temperaturleitfähigkeit α sowie der spezifischen Wärmekapazität c und der Dichte verknüpft. Die zeitliche und räumliche Änderung eines Temperaturfeldes infolge von Wärmeleitung wird durch die Fourier'sche Differentialgleichung

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \dot{\omega} \quad (6)$$

beschrieben, wobei $\dot{\omega}$ die Wärmequellendichte bezeichnet.

Der Wärmestrom \dot{Q} infolge einer Temperaturdifferenz ΔT durch mehrere Werkstoffschichten mit dem Querschnitt A_{QS} und unterschiedlichen Schichtdicken d sowie Wärmeleitfähigkeiten kann als Reihenschaltung von Wärmeleitwiderständen R ausgedrückt werden:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{\text{ges}}} = \frac{\Delta T}{\sum_i R_i} = \frac{\Delta T}{\sum_i \frac{d_i}{\lambda_i A_{QS}}} \quad (7)$$

3.2.1.2 Konvektion

Die Wärmestromdichte infolge konvektiven Wärmeübergangs von einem Körper auf ein den Körper umströmendes Fluid kann anhand der Gleichung

$$\dot{q} = h (T_O - T_\infty) \quad (8)$$

berechnet werden. Dabei ist h der Wärmeübergangskoeffizient, T_O die Oberflächentemperatur des Körpers und T_∞ die Temperatur des Fluids. Der Wärmeübergangskoeffizient kann aus der Nußelt-Zahl

$$Nu = \frac{h L}{\lambda} \quad (9)$$

mit der charakteristischen Länge L berechnet werden. Diese kann für viele anwendungsrelevante geometrische Konfigurationen anhand von empirischen Nußelt-Korrelationen ermittelt werden. Im Falle von Zwangskonvektion sind diese Korrelationen in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl

$$Re = \frac{u L}{\lambda} \quad (10)$$

mit der Strömungsgeschwindigkeit u sowie der Prandtl-Zahl

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (11)$$

mit der kinematischen Viskosität ν formuliert. Bei natürlicher Konvektion wird anstelle der Reynolds-Zahl die Grashof-Zahl

$$Gr = \frac{g \beta (T_O - T_\infty) L^3}{\nu^2} \quad (12)$$

mit der Fallbeschleunigung g und dem volumetrischen Wärmeausdehnungskoeffizienten β oder die Rayleigh-Zahl

$$Ra = Gr Pr = \frac{g \beta (T_0 - T_\infty) L^3}{\nu a} \quad (13)$$

verwendet. Als Umgebungsmedium tritt im Folgenden ausschließlich Luft auf. Deren thermodynamische Stoffdaten wurden [112] entnommen und sind in Anhang A gelistet.

Relevant bei der Modellbildung für tribologische Prüfstände ist zunächst der Wärmeübergang durch Zwangskonvektion an rotierenden Wellen, da diese oftmals für die Realisierung der Relativbewegung genutzt werden. Dies ist auch bei allen in der vorliegenden Arbeit betrachteten Prüfständen der Fall, da jeweils der metallische Gegenkörper an einer Welle montiert ist, während der Kunststoff-Grundkörper stillsteht. In der Literatur sind diverse Nußelt-Korrelationen für den Wärmeübergang an rotierenden Wellen in ruhenden Fluiden beschrieben [113–119]. Eine Übersicht gibt Tabelle 3. Bei einem Teil der Korrelationen wird eine Fallunterscheidung anhand der Reynolds-Zahl vorgenommen: Unterhalb einer kritischen Reynoldszahl wird ein Anteil von natürlicher Konvektion am Wärmeübergang anhand der Grashof-Zahl berücksichtigt. Oberhalb der kritischen Reynolds-Zahl wird hingegen angenommen, dass der Wärmeübergang von Zwangskonvektion dominiert ist. Die Nußelt-Zahl ist dann nur noch von Reynolds- und Prandtl-Zahl abhängig.

Auch am stillstehenden Grundkörper kann Zwangskonvektion auftreten, da die Rotation der Antriebswelle und des Gegenkörpers die Umgebungsluft in eine Schlepplströmung versetzt. Dies führt zu einem konvektiven Wärmeübergang an den Seitenflächen des Grundkörpers. Eine effektive Nußelt-Zahl für Zwangskonvektion an umströmten Profilen kann nach Gnielinski [120] durch Überlagerung eines laminaren und eines turbulenten Ansatzes gemäß der Korrelation

$$Nu_{\text{eff}} = 0,3 + \sqrt{Nu_{\text{lam}}^2 + Nu_{\text{turb}}^2} \quad (14)$$

berechnet werden. Die laminaren und turbulenten Anteile ergeben sich aus

$$Nu_{\text{lam}} = 0,664 \sqrt{Re} \sqrt[3]{Pr} \quad (15)$$

und

$$Nu_{\text{turb}} = \frac{0,037 Re^{0,8} Pr}{1 + 2,443 Re^{-0,1} (Pr^{2/3} - 1)}. \quad (16)$$

Als charakteristische Länge für ein Rechteckprofil, wie es die Grundkörper der in den Abschnitten 4.4.1 und 4.4.2 vorgestellten Prüfsysteme aufweisen, wird dabei die Summe seiner beiden Kantenlängen betrachtet. Einschränkend ist anzumerken, dass der Ansatz von Gnielinski von einer Anströmung mit einheitlicher Geschwindigkeit ausgeht. Diese

liegt auf dem tribologischen Prüfstand nicht vor, da die Geschwindigkeit der Schleppströmung mit zunehmendem Abstand vom Gegenkörper abnimmt. Möglichkeiten zur Berücksichtigung dieses Umstands auf die Modellbildung werden in Abschnitt 4.6.1 betrachtet.

Tabelle 3: Nußelt-Korrelationen für den Wärmeübergang am rotierenden Zylinder

Autoren	Korrelation	Gültigkeitsbereich	
Anderson und Saunders [113]	$Nu = 0,1 Re^{2/3}$	$1,09 Gr^{0,5} < Re$	(17)
Etemad [114]	$Nu = 0,11((0,5 Re^2 + Gr)Pr)^{0,35}$	$Re < 8000$	(18)
	$Nu = 0,076 Re^{0,7}$	$8000 < Re < 65400$	(19)
Dropkin und Carmi [115]	$Nu = 0,095(0,5 Re^2 + Gr)^{0,35}$	$Re < 15000$	(20)
	$Nu = 0,073 Re^{0,7}$	$15000 < Re < 433000$	(21)
Kays und Bjorklund [121]	$Nu = 0,095 Re^{2/3}$	$544 < Re < 50860$	(22)
Becker [116]	$Nu = 0,133 Re^{2/3} Pr^{1/3}$	$10^3 < Re < 10^5$	(23)
Yildiz [117]	$Nu = 0,5 ((Gr + 7,4 \cdot 10^{-7} Re^{3,4})Pr)^{0,25}$	$Re < 10^6$	(24)
Kendoush [118]	$Nu = 0,6366 (Re Pr)^{0,5}$	$10^3 < Re$	(25)
Özerdem [119]	$Nu = 0,318 Re^{0,571}$	$2000 < Re < 40000$	(26)

An stillstehenden Prüfstandskomponenten wird Wärme durch natürliche Konvektion an die Umgebungsluft abgegeben. Dieser Wärmeübergang wird an senkrechten Flächen durch die Korrelation

$$Nu = \left(0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right)^2 \quad (27)$$

beschrieben [122]. Als charakteristische Länge wird dabei die Höhe der Fläche verwendet. An waagerechten rechteckigen Flächen kann die Korrelation

$$Nu = 1,23 Ra^{0,173} \quad (28)$$

genutzt werden, wobei die kürzere Seitenlänge der Fläche als charakteristische Länge einzusetzen ist [123].

3.2.1.3 Wärmestrahlung

Der von einem grauen Strahler in den Halbraum abgestrahlte Nettowärmestrom lässt sich gemäß der Beziehung

$$\dot{Q} = C A_{St} (T_O^4 - T_\infty^4) \quad (29)$$

berechnen. Darin ist A_{St} die Oberfläche des Strahlers, T_O die Oberflächentemperatur des Strahlers in Kelvin, T_∞ die Temperatur der dem Strahler gegenüberliegenden Oberfläche in Kelvin und C die Strahlungsaustauschzahl, die von den Emissionsgraden und der Geometrie des Strahlers und der Umgebung abhängt. Da der Wärmestrom in vierter Potenz von den Temperaturen abhängt, ist Wärmestrahlung besonders dann ein bedeutsamer Wärmetransportmechanismus, wenn sehr hohe Temperaturdifferenzen zwischen den in Strahlungsaustausch stehenden Körpern vorliegen. Da bei der tribologischen Prüfung von Kunststoffen, bedingt durch deren thermische Einsatzgrenzen, vergleichsweise moderate Temperaturen auftreten, ist Strahlung für den Wärmehaushalt von untergeordneter Bedeutung gegenüber Wärmeleitung und Konvektion [17] und wird daher im Folgenden nicht eingehender betrachtet.

3.2.2 Wärmehaushalt tribologischer Systeme

In der tribologischen Kontaktfläche wird mechanische Energie durch die wirkenden Reibungsmechanismen dissipiert, wobei die Reibungsenergie fast vollständig in Wärme umgewandelt wird (vgl. Abschnitt 3.1.2). Bei der thermischen Modellierung von Reibungsvorgängen kann daher die vereinfachende Annahme getroffen werden, dass die gesamte Reibungsenergie in Form von Wärme freigesetzt wird [25]. Der resultierende Wärmestrom ist dann identisch mit der Reibleistung nach Gleichung (2), sodass die Wärmestromdichte anhand der Beziehung

$$\dot{q}_R = \mu p v \quad (30)$$

berechnet werden kann. Die Reibungswärme wird zwischen Grund- und Gegenkörper aufgeteilt, wobei sich der jeweilige Anteil aus der Systemgeometrie sowie den verwendeten Werkstoffen ergibt. Dieser Vorgang kann durch einen Wärmefenstungskoeffizienten k mit $0 < k < 1$ abgebildet werden, sodass die Reibungswärme in den Kunststoffgrundkörper mit einer Wärmestromdichte von

$$\dot{q}_1 = k \mu p v \quad (31)$$

eintritt, während sich für den metallischen Gegenkörper dementsprechend

$$\dot{q}_2 = (1 - k) \mu p v \quad (32)$$

ergibt (Abbildung 4). Die Wärme wird durch Grund- bzw. Gegenkörper geleitet und schließlich konvektiv an die Umgebungsluft abgegeben sowie konduktiv über angrenzende Teile in kältere Bereiche abgeführt.

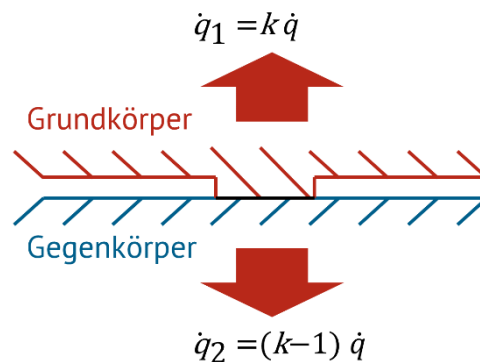


Abbildung 4: Wärmeaufteilung zwischen Grund- und Gegenkörper

In der Literatur werden zahlreiche analytische und numerische Ansätze für die Berechnung von Temperaturverteilungen, insbesondere Kontakttemperaturen, in tribologischen Systemen vorgeschlagen. Diese werden im Folgenden vorgestellt, wobei wesentliche Teile dieser Literaturübersicht vorab in [16] und [124] publiziert worden sind. Wichtig für das Verständnis dieser Ansätze ist, dass der Temperaturanstieg in der Kontaktfläche auf zwei unterschiedlichen Längenskalen betrachtet werden kann. In der realen Kontaktfläche befinden sich nur kleinste Bereiche in Berührung, in denen die Reibungswärme freigesetzt wird. Die resultierenden Temperaturspitzen in den Rauheitsmaxima werden als Blitztemperaturen bezeichnet und sind örtlich auf einen Bereich von wenigen Mikrometern und zeitlich auf einige hundert Millisekunden beschränkt [25]. Aufgrund der hohen Energiedichte in den mikroskopischen Kontaktbereichen werden sehr hohe Temperaturen erreicht. So wurden an den Spitzen von Verstärkungsfasern experimentell Blitztemperaturen von bis zu 1000 °C nachgewiesen [125]. Ausgleichsvorgänge rufen schließlich einen makroskopischen Temperaturanstieg in einer Oberflächenschicht von einigen Mikrometern hervor, der im Folgenden als Massentemperatur bezeichnet wird.

In technischen tribologischen Systemen liegt häufig eine Rotationsbewegung vor. Beispielsweise befindet sich in zahlreichen Prüfkfigurationen der Gegenkörper in Rotation. Bei der Betrachtung eines festen Punktes auf dem rotierenden Gegenkörper muss daher unterschieden werden zwischen der kurzzeitigen Temperaturerhöhung infolge eines einmaligen Durchlaufens des Kontaktes und der längerfristigen Erhöhung der Massentemperatur infolge des wiederholten, intermittierenden Durchlaufens des Kontaktes (Abbildung 5). Mit dem Erreichen des thermischen Gleichgewichts, das aus der Wärmefreisetzung im Kontakt und einer anschließenden betragsgleichen Wärmeabfuhr resultiert, stellt

sich ein stationärer Zustand ein, welcher durch eine konstante Massentemperatur des Gegenkörpers gekennzeichnet ist, die deutlich oberhalb der Umgebungstemperatur liegen kann. Diese Massentemperatur wird von einer Oszillation der Kontaktflächentemperatur überlagert, welche durch die zuvor beschriebenen Wärmez- und -abfuhr hervorgerufen wird. Auch diese aufgrund des Durchlaufens kurzzeitig auftretende Oszillation wird in der Literatur häufig als Blitz- oder Flashtemperatur bezeichnet, ist im Gegensatz zu dieser jedoch makroskopisch. Zur besseren Unterscheidung von der auf der Submikroskala auftretenden topologiebedingten Blitztemperatur wird diese Temperatur als Durchlauftemperatur bezeichnet, wobei zwischen einer Durchlaufmaximaltemperatur und einer mittleren Durchlauftemperatur unterschieden werden kann. Im zeitlichen Mittel liegt während des Kontaktes in der Kontaktfläche dann eine Temperatur vor, die der Summe aus Massentemperatur und mittlerer Durchlauftemperatur entspricht. Diese mittlere Kontakttemperatur ist in Abbildung 5 als unterbrochene Linie dargestellt. Es ist zudem zu beachten, dass die Massentemperatur nicht in der gesamten Kontaktfläche einheitlich sein muss. In den betrachteten Modellen wird daher eine über die Kontaktfläche gemittelte Massentemperatur verwendet.

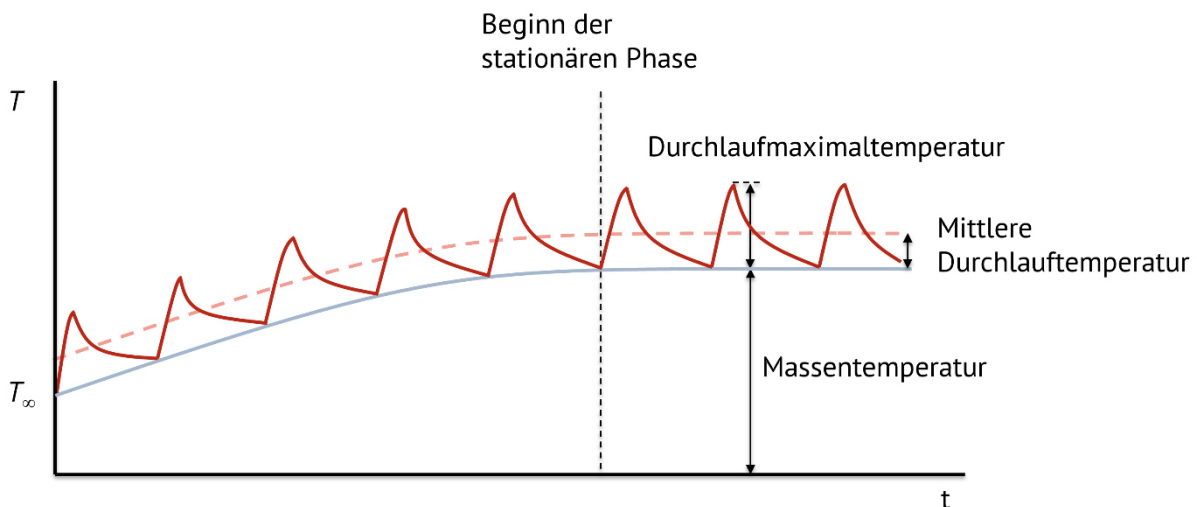


Abbildung 5: Zeitlicher Verlauf der Temperatur eines Punktes auf einem rotierenden Gegenkörper. Die mittlere Kontakttemperatur ergibt sich durch Summieren der Massentemperatur und der mittleren Durchlauftemperatur und ist als unterbrochene Linie dargestellt.

3.2.2.1 Analytische Modellierung

Durchlauf- und Blitztemperaturen

Erste Arbeiten zur reibungsinduzierten Temperaturerhöhung im Sinne einer Durchlauf-temperatur wurden von Blok [126], Jaeger [127] und Archard [128] vorgelegt. Blok reduziert das tribologische System auf einen starren, halbumendlichen Körper, der von einer bewegten Wärmequelle mit der Kantenlänge $2l$ überstrichen wird (Abbildung 6). Übertragen auf tribologische Prüfsysteme entspricht dies einer alleinigen Betrachtung des metallischen Gegenkörpers, während der Grundkörper auf eine über die scheinbare Kontaktfläche homogene Wärmequelle reduziert wird.

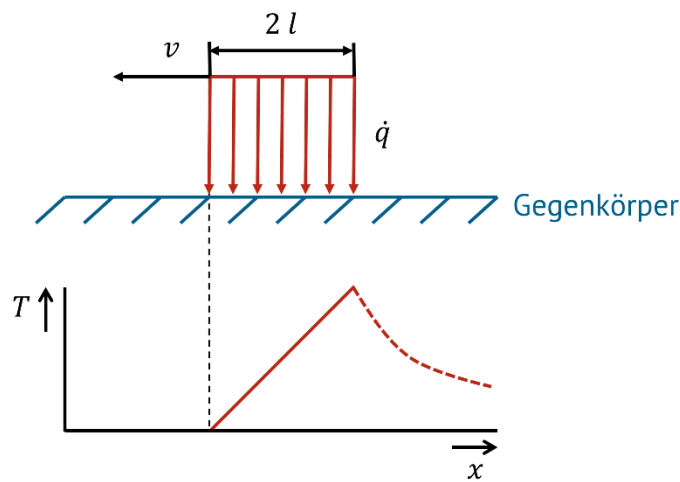


Abbildung 6: Modell nach Blok. Der Grundkörper ist auf eine bewegte Wärmequelle reduziert.

Die Berechnung der Temperaturerhöhung erfolgt in Abhängigkeit vom Wert eines dimensionslosen Parameters

$$\psi = \sqrt{\frac{4 a_2}{v l}} \quad (33)$$

mit der Temperaturleitfähigkeit des Gegenkörpers a_2 . Für die im Folgenden betrachteten Prüfkfigurationen kann das Kriterium für den Fall großer Geschwindigkeit, $\psi \leq 1$, grundsätzlich als erfüllt angesehen werden. Laterale Wärmeleitung und konvektive Effekte werden vernachlässigt. Damit ergibt sich für einen Punkt in der Mitte der Kontaktfläche eine Durchlauftemperatur

$$\Delta T_c = \sqrt{\frac{4 a_2}{v l}} \frac{\dot{q} l}{\sqrt{\pi} \lambda_2} \quad (34)$$

mit der Wärmeleitfähigkeit des Gegenkörpers λ_2 , was aufgrund der Vereinfachungen der mittleren Durchlauftemperatur entspricht. Blok stellt zusätzlich erste Ansätze zur Wärmeaufteilung vor und leitet daraus Beziehungen für die Kontakttemperatur zwischen ruhenden Körpern sowie für die Durchlaufmaximaltemperatur im bewegten Fall ab, jedoch keine mittlere Durchlauftemperatur.

Jaeger baut auf dem Modell von Blok auf. Er definiert ebenfalls ein Geschwindigkeitskriterium

$$\psi = \frac{v l}{2 a_2}, \quad (35)$$

wobei für tribologische Prüfsysteme auch hier der Fall hoher Geschwindigkeit, $\psi > 5$, angenommen werden kann. Für diesen erfolgt die Berechnung der mittleren Durchlauftemperatur gemäß der Gleichung

$$\Delta T_m = \frac{1,064 \dot{q}}{\lambda_2} \sqrt{\frac{a_2 l}{v}}. \quad (36)$$

Unter Berücksichtigung der Wärmeaufteilung schlägt Jaeger zudem einen alternativen Ansatz vor:

$$\Delta T_m = \frac{1,064 \dot{q} l \sqrt{a_2}}{1,125 \lambda_1 \sqrt{a_2} + \lambda_2 \sqrt{l v}} \quad (37)$$

Archard betrachtet einen kreisförmigen Kontakt und bedient sich des gleichen Geschwindigkeitskriteriums wie Jaeger, jedoch mit dem Radius des Grundkörpers r_1 anstelle der halben Kantenlänge l :

$$\psi = \frac{v r_1}{2 a_2} \quad (38)$$

Für hohe Geschwindigkeiten wird zunächst die mittlere Temperaturerhöhung für den Grundkörper mit einem Ansatz der stationären Wärmeleitung

$$\Delta T_1 = \frac{\dot{q} A_s}{4 r_1 \lambda_1} \quad (39)$$

mit der scheinbaren Kontaktfläche A_s und der Wärmeleitfähigkeit des Grundkörpers λ_1 sowie für den Gegenkörper mit einem instationären Ansatz

$$\Delta T_2 = 0,435 \frac{\pi \mu p}{\rho_2 c_2} \sqrt{\psi} \quad (40)$$

bestimmt. Darin sind ρ_2 und c_2 die Dichte bzw. die spezifische Wärmekapazität des Gegenkörpers. Hierbei wird jeweils angenommen, dass die gesamte Reibungswärme in den

entsprechenden Körper geleitet wird. Die beiden Temperaturen werden dann zur Berücksichtigung der Wärmeverteilung zwischen Grund- und Gegenkörper anhand der Gleichung

$$\frac{1}{\Delta T_m} = \frac{1}{\Delta T_1} + \frac{1}{\Delta T_2} \quad (41)$$

miteinander verrechnet. Darüber hinaus nennt Archard alternative Ansätze für die Blitztemperaturen in einem linear elastischen rauen Kontakt

$$\Delta T_f = \frac{\mu \sqrt{E_1}}{3,8 \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_2} r_R} \sqrt{F_N v} \quad (42)$$

mit dem Elastizitätsmodul des Grundkörpers E_1 und dem Radius einer Rauheitsspitze r_R sowie in einem ideal plastischen rauen Kontakt

$$\Delta T_f = \frac{\mu (\pi \sigma_{y1})^{3/4}}{3,25 \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_2}} F_N^{1/4} \sqrt{v} \quad (43)$$

mit der Fließgrenze des Grundkörpers σ_{y1} .

Greenwood [129] erweitert den erstgenannten Ansatz von Archard, indem er die Temperaturen quadriert. Mit dem Ansatz

$$\frac{1}{\Delta T_m^2} = \frac{1}{\Delta T_1^2} + \frac{1}{\Delta T_2^2} \quad (44)$$

soll eine genauere Berechnung der Kontaktflächentemperatur erreicht werden. Zwar ist dieser nicht physikalisch basiert, ergibt jedoch für die von Greenwood betrachteten Versuchsbedingungen eine wesentlich bessere Näherung der experimentellen Daten.

Ein umfangreiches analytisches Modell für die Berechnung von Kontaktflächentemperaturen wird von Kuhlmann-Wilsdorf vorgeschlagen. Dieses basiert auf der Annahme eines kreisförmigen Kontaktes und der Berücksichtigung der Wärmeverteilung zwischen den Kontaktpartnern. Unter Verwendung einer Geschwindigkeitsfunktion

$$Z(v) = \frac{\frac{9}{8} \sqrt{a_2}}{\sqrt{v l} + \sqrt{\frac{1}{8}}} \quad (45)$$

kann mit dem Ansatz

$$\Delta T_m = \frac{\pi \dot{q} r_1}{4 \lambda_2} \frac{1}{\frac{1}{Z(v)} + \frac{\lambda_1}{\lambda_2}} \quad (46)$$

die mittlere Durchlaufzeit für kreisförmige Kontakte bestimmt werden [130]. Durch eine Erweiterung des Modells ergibt sich der Ansatz

$$\Delta T_f = \frac{9 \pi \mu}{32 \lambda_2} \left(\frac{a_2^2 \sigma_{y1}^3 F_N}{\pi n} \right)^{1/4} \sqrt{v} \quad (47)$$

Für die Blitztemperatur in plastischen Kontakten [131]. Dabei ist

$$n = \frac{F_N}{\pi r_R^2 \sigma_{y1}} \quad (48)$$

die Anzahl der Mikrokontakte.

Tian und Kennedy [132] benutzen eine Green-Funktion, um den Ansatz

$$\Delta T_m = \frac{1,22 \dot{q} r_1}{\lambda_2 \sqrt{\pi \left(0,6575 + \frac{v r_1}{2 a_2} \right)}} \quad (49)$$

für die mittlere Durchlauftemperatur zu formulieren, der über einen weiten Bereich der Péclet-Zahl gültig ist.

Massentemperatur

Ein einfaches Modell für die Massentemperatur T_b im stationären Zustand ergibt sich aus der vereinfachenden Annahme, die gesamte reibungsinduzierte Wärme würde von der stillstehenden Scheibe abgeleitet. Zur mathematischen Beschreibung dieser Annahme eignet sich ein Ansatz von Carslaw und Jaeger für die mittlere Oberflächentemperatur eines halbumendlichen Körpers, auf dessen Oberfläche sich eine statische quadratische Wärmequelle befindet. Diese kann anhand der Gleichung

$$T_b = T_\infty + \frac{2 \dot{q} l}{\pi \lambda_2} \left(\operatorname{arsinh} \frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon} \operatorname{arsinh} \varepsilon + \frac{\varepsilon}{3} \left(1 + \frac{1}{\varepsilon^3} - \left(1 + \frac{1}{\varepsilon^2} \right)^{3/2} \right) \right) \quad (50)$$

berechnet werden, wobei

$$\varepsilon = \frac{2 l}{b} \quad (51)$$

das Seitenverhältnis der Kontaktfläche mit der Breite b bezeichnet [133].

Bowden und Tabor [134] berechnen die Massentemperatur während des Gleitvorgangs eines zylindrischen Grundkörpers mit einem Ansatz, der die Wärmeverteilung auf Basis der unterschiedlichen Wärmeleitfähigkeiten der Kontaktpartner berücksichtigt. Die Kontaktflächentemperatur wird dabei als homogen angenommen:

$$T_b = T_\infty + \frac{\dot{Q}}{4 r_1 (\lambda_1 + \lambda_2)} \quad (52)$$

Von Künkel [61] wurde dieser Ansatz auf quadratische Kontakte übertragen:

$$T_b = T_\infty + \frac{\dot{q} \sqrt{A \pi}}{4 (\lambda_1 + \lambda_2)} \quad (53)$$

Das Modell von Ashby, Abulawi und Kong [135] behandelt die Massentemperatur sowie die Blitztemperatur explizit für das Stift-Scheibe-Tribometer. Neben den Eigenschaften von Stift und Scheibe sowie charakteristischen Längenmaßen wird auch die Einspannung des Stiftes berücksichtigt. So stellt ein Faktor $A_{c,1}$ den Anteil der Mantelfläche des Stiftes dar, der von der Halterung umschlossen wird, während ein weiterer Faktor l_1 den Abstand zwischen Kontaktfläche und Einspannung beschreibt. Das Modell umfasst eine Beziehung zur Ermittlung der mittleren Massentemperatur

$$T_b = T_\infty + \dot{q} \left(\frac{1}{\frac{\lambda_1}{l_{1b}} + \frac{\lambda_2}{l_{2b}}} \right) \quad (54)$$

mit den Längenmaßen zur Beschreibung der Prüfstandsgeometrie

$$l_{1b} = l_1 + \frac{A \lambda_1}{A_{c,1} h} \quad (55)$$

und

$$l_{2b} = \frac{r_1}{\sqrt{\pi}} \arctan \left(\sqrt{\frac{2 \pi a_2}{r_1 v}} \right) \quad (56)$$

Außerdem wird ein Ansatz für die Blitztemperatur

$$\Delta T_f = \frac{\mu F_N v}{A_r} \left(\frac{1}{\frac{\lambda_1}{l_{1f}} + \frac{\lambda_2}{l_{2f}}} \right) \quad (57)$$

vorgeschlagen. Darin ist

$$A_r = \frac{F_N \sqrt{1 + 12 \mu^2}}{\sigma_{y1}} \quad (58)$$

die reale Kontaktfläche und

$$l_{1f} = \frac{r_j}{\sqrt{\pi}} \arctan \left(\sqrt{\frac{2 \pi \tau a_1}{r_j v}} \right) \quad (59)$$

sowie

$$l_{2f} = \frac{r_j}{\sqrt{\pi}} \arctan \left(\sqrt{\frac{2 \pi \tau a_2}{r_j v}} \right) \quad (60)$$

sind Längenmaße zur Beschreibung der Prüfstandsgeometrie mit dem Radius eines zusammenhängenden Mikrokontaktbereichs

$$r_j = r_1 \left(\left(1 - \frac{F_N \sqrt{1 + 12 \mu^2}}{A \sigma_{y1}} \right) \left(\frac{r_1}{r_R} \right)^2 + 1 \right)^{-1/2} \quad (61)$$

und dem Faktor τ , der angibt, wie oft eine Rauheitsspitze im Rahmen ihrer Lebensdauer überstrichen werden kann.

Schlarb [136] geht davon aus, dass der Temperaturverlauf in einem Stift-Scheibe-Prüfstand als Funktion der Stiftlänge in Anlehnung an die Berechnung einer Kühlrippe als Lösung der Differentialgleichung

$$\frac{d^2 T}{dz^2} = m^2 (T - T_\infty) \quad (62)$$

mit einer Hyperbelfunktion

$$T_b = T_\infty + (T_{\text{mess}} - T_\infty) \cdot \frac{\cosh(m(y+z))}{\cosh(my)} \quad (63)$$

mit dem Faktor

$$m = \sqrt{\frac{h_1 U}{\lambda_1 A}} \quad (64)$$

beschrieben werden kann. Dabei bezeichnet y die nicht eingespannte Länge des Grundkörpers und U den Umfang der Kontaktfläche. Weitere Parameter der Funktion werden über die Messung einer Temperatur T_{mess} , vorzugsweise am Grundkörper mit einem geringen Abstand z von der Kontaktfläche, sowie die Abschätzung des Wärmeübergangs h_1 vom Grundkörper zum Umgebungsmedium ermittelt.

Für den konkreten Anwendungsfall einer thermoplastischen Gleitlagerbuchse kann nach Erhard und Strickle [9] die mittlere Lagertemperatur T_L anhand der Beziehung

$$T_L = T_\infty + \frac{318,3 p v^{1,4}}{\frac{0,18}{D} + \frac{1,36}{B}} \mu \alpha \quad (65)$$

berechnet werden. Darin ist D die Wandstärke der Lagerbuchse, B die Breite der Lagerbuchse und α ein Korrekturfaktor für den Einfluss der Gegenkörperrauheit. Letzterer wird von Erhard und Strickle lediglich für einige konkrete Kombinationen von Rauheit und Lagerwerkstoff tabellarisch angegeben, weshalb bei allen nachfolgenden Berechnungen der Wert $\alpha = 1$ angenommen wird. Ausgehend von der mittleren Lagertemperatur kann dann die Berechnung der mittleren Massentemperatur in Bereich der Gleitfläche erfolgen:

$$T_b = T_\infty + (1,15 + \frac{T_L}{170}) \cdot (T_L - T_\infty) \quad (66)$$

Wärmeaufteilung

Zahlreiche Arbeiten setzen sich mit der Berechnung der Wärmeaufteilung auseinander, sei es als Teil der Berechnung von Kontakttemperaturen oder als isolierte Betrachtung. Eine frühe Betrachtung stammt auch hier von Blok [126], der für den Fall zweier sich berührender ruhender Körper, in deren Kontaktfläche sich eine Wärmequelle befindet, die Beziehung

$$k = \frac{\lambda_1}{\lambda_1 + \lambda_2} \quad (67)$$

herleitet. Für den Fall hoher Gleitgeschwindigkeiten, gibt Blok ergänzend die Gleichung

$$k = 1 - \frac{0,5 \left(1 - \frac{1}{\sqrt{2}}\right) + \frac{\lambda_2}{\lambda_1} \sqrt{\frac{\pi v l}{8 a_2}}}{1 + \frac{\lambda_2}{\lambda_1} \sqrt{\frac{\pi v l}{8 a_2}}} \quad (68)$$

an, welche auf der Annahme basiert, dass die maximale Temperatur von Grund- und Gegenkörper identisch ist.

Jaeger [127] nutzt für den Fall geringer Geschwindigkeiten ebenfalls Gleichung (67). Für hohe Geschwindigkeiten gelangt Jaeger unter der Annahme, dass die mittleren Kontakttemperaturen beider Kontaktpartner identisch sind, zu der Beziehung

$$k = 1 - \frac{\lambda_2 \sqrt{l v}}{1,125 \lambda_1 \sqrt{a_2} + \lambda_2 \sqrt{l v}}, \quad (69)$$

aus welcher wiederum die Gleichung (37) folgt.

Charron [137] schlägt den Ansatz

$$k = \frac{\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_1}}{\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_1} + \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_2}} \quad (70)$$

vor, in dem die Wärmeaufteilung als Verhältnis der Wärmeeindringkoeffizienten von Grund- und Gegenkörper ausgedrückt ist.

Newcomb [138] betrachtet die Wärmeaufteilung in Bremssystemen. Da der Bremsbelag hier typischerweise kleiner ist als die Lauffläche des Gegenkörpers, geht in den von Newcomb vorgeschlagenen Wärmeaufteilungskoeffizienten

$$k = \frac{A_s \sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_1}}{A_s \sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_1} + A_L \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_2}} \quad (71)$$

das Verhältnis der Flächeninhalte von scheinbarer Kontaktfläche A_s und Lauffläche A_L ein. Der Ansatz ist auf zahlreiche weitere tribologische Systeme übertragbar, in denen sich zu jedem Zeitpunkt nur ein Teil der Lauffläche des Gegenkörpers in Kontakt mit dem Grundkörper befindet.

Hasselgruber [139] beschreibt die Wärmeeinteilung von Kupplungen mit der Beziehung

$$k = \frac{d_1 c_1 \sqrt{a_1}}{d_1 c_1 \sqrt{a_1} + d_2 c_2 \sqrt{a_2}} \quad (72)$$

und berücksichtigt dabei die Dicke des Grundkörpers d_1 und des Gegenkörpers d_2 , um Sättigungseffekte zu erfassen.

Chichinadze [140] (zitiert nach [141]) verwendet den sehr ähnlichen Ansatz

$$k = \frac{V_1 c_1 \sqrt{a_1}}{V_1 c_1 \sqrt{a_1} + V_2 c_2 \sqrt{a_2}}, \quad (73)$$

in welchem anstelle der Dicken von Grund- und Gegenkörper deren Volumina V_1 bzw. V_2 betrachtet werden.

Die vorstehende Literaturübersicht ist nicht erschöpfend, sondern beschränkt sich auf stark rezipierte Ansätze. Angesichts der Vielzahl an veröffentlichten Modellen für die analytische Berechnung von Wärmeeinteilung und Kontakttemperaturen erscheint es notwendig, deren Eignung für konkrete Systeme jeweils gesondert zu überprüfen. Dies gilt besonders für kunststoffbasierte Systeme, da die Validierung der Ansätze in der Literatur in den meisten Fällen anhand von Versuchen mit metallischen und keramischen Gleitpartnern vorgenommen wird. Zwar ist eine Übertragbarkeit grundsätzlich naheliegend, da den Berechnungsansätzen physikalische Überlegungen zugrunde liegen, jedoch sind die Auswirkungen der recht unterschiedlichen Annahmen und Vereinfachungen, auf welchen die Modelle basieren, schwerlich abzuschätzen.

3.2.2.2 Numerische Modellierung

Aus der Einfachheit der analytischen Modelle resultieren mehrere Nachteile. So wird ihre Vorhersagegenauigkeit durch die notwendigen Vereinfachungen eingeschränkt. Außerdem ist das Ergebnis der Berechnungen ein einzelner Wert, beispielsweise eine mittlere Kontakttemperatur oder die Temperatur an einem einzelnen Punkt der Kontaktfläche, oder im Falle der Berechnung nach Schlarb [136] ein eindimensionaler Temperaturverlauf

auf der Lotstrecke zwischen dem Temperaturmesspunkt und der Außenkante der Kontaktfläche. Für ein tiefgehendes Systemverständnis ist jedoch die Kenntnis der räumlichen Temperaturverteilung erforderlich. Deren Berechnung kann durch numerische Simulationen erfolgen.

Mehrere Arbeiten haben sich bereits mit Ansätzen für die numerische Berechnung von Temperaturfeldern in kunststoffbasierten tribologischen Systemen befasst. So stellen Kónya et al. [17], Flöck [18] und Kennedy et al. [19] Modelle vor, die den Stift-Scheibe-Versuchsaufbau nachbilden. Dabei betrachten Kónya und Flöck die Werkstoffpaarung PEEK gegen Stahl, Kennedy hingegen ultrahochmolekulares Polyethylen (Ultra high molecular weight polyethylene, UHMWPE) gegen Stahl sowie UHMWPE gegen Zirkonium. Daubner et al. [48] sowie Frölich et al. [142] untersuchen den Wärmehaushalt an Fluorelastomer-Radialwellendichtringen. Ein thermomechanisches Modell für eine Paarung aus zwei PEEK-Zahnrädern wurde von Doll et al. erarbeitet [143,144].

Allen erwähnten Arbeiten ist gemein, dass die Wärmeaufteilung zwischen den Gleitpartnern einen zentralen Aspekt der Modellbildung darstellt. Kónya et al., Kennedy et al. und Daubner nutzen analytische Ansätze zur Ermittlung des Wärmeaufteilungskoeffizienten. Flöck führt hingegen jeweils getrennte Berechnungen für die beiden Körper durch und nimmt an, dass in jeden Kontaktpartner jeweils die gesamte Reibungswärme eingeleitet wird, was zwangsläufig zu einer Überschätzung der im System vorliegenden Temperaturen führen muss. Frölich ermittelt die Kontakttemperatur anhand einer empirischen Korrelation und gibt diese als isotherme Randbedingung an der Kontaktfläche zwischen Welle und Dichtlippe vor. In diesem Fall ergibt sich also nicht die Kontakttemperatur aus dem Wärmehaushalt, sondern die vorliegenden Wärmeströme folgen aus der vorgegebenen Kontakttemperatur. Doll teilt die Reibungswärme zu gleichen Teilen auf beide Kontaktpartner auf, da eine werkstoffgleiche PEEK-PEEK-Paarung vorliegt. Zusätzlich berücksichtigt Doll Wärmefreisetzung infolge viskoelastischer Deformationen. In allen Fällen ist zu erwarten, dass die Qualität der Modellbildung wesentlich davon abhängt, in welchem Maße die getroffenen Annahmen hinsichtlich der Wärmeaufteilung zutreffend sind.

3.3 Werkstoffeigenschaften hybrider Tribocompounds

Ein wichtiger Aspekt bei der Modellbildung und Simulation von thermischen und thermomechanischen Vorgängen in tribologischen Systemen ist die Verfügbarkeit geeigneter Materialmodelle, die das Werkstoffverhalten der in Abschnitt 3.1.4.2 beschriebenen hybriden Tribocompounds in angemessener Näherung beschreiben. Die benötigten Werkstoffeigenschaften können experimentell ermittelt werden, was jedoch oftmals kosten-

und zeitintensiv ist. Eine Alternative ist die Verwendung von Homogenisierungsmethoden, mithilfe derer die effektiven Eigenschaften eines mehrphasigen Werkstoffes aus den Eigenschaften seiner einzelnen Komponenten berechnet werden können.

Die erste derartige Methode, welche weithin zu Bekanntheit gelangte, wurde von Maxwell für die elektrische Leitfähigkeit entwickelt. Er betrachtete sphärische Einschlüsse in einer Matrix und leitete für diese Konfiguration eine analytische Mischungsregel her [145]. Rayleigh diskutierte ebenfalls die Auswirkung sphärischer Einschlüsse, jedoch unter geringfügig unterschiedlichen Annahmen und erarbeitete eine Mischungsregel, welche der von Maxwell sehr ähnlich ist. Darüber hinaus stellte Rayleigh eine Beziehung für die thermische und elektrische Leitfähigkeit eines Werkstoffs mit zylindrischen Einschlüssen, was als Abstraktion eines kontinuierlich unidirektional faserverstärkten Kunststoffes aufgefasst werden kann [146]. Halpin und Tsai entwickelten ein komplexeres Modell für die Ermittlung von Elastizitätskenngrößen von faser- und partikelverstärkten Verbundwerkstoffen. Dabei berücksichtigen sie die Geometrie der Füllstoffe und die Beanspruchungsart [147]. Lewis und Nielsen erweiterten die Halpin-Tsai-Mischungsregel, indem sie den theoretisch maximal möglichen Füllstoffvolumengehalt $v_{f,max}$ in die Gleichungen einführten. Den Einfluss der Füllstoffgeometrie drücken Lewis und Nielsen durch einen Faktor ζ aus, der vom Konzept der intrinsischen Viskosität abgeleitet ist. Das resultierende, populäre Modell eignet sich sowohl für die Berechnung der Wärmeleitfähigkeit [148,149] als auch für die Berechnung elastischer und viskoelastischer Moduln [150,151]. Die gesuchte Eigenschaft X_c des Verbunds wird anhand der Beziehung

$$X_c = X_m \frac{1 + \zeta \gamma v_f}{1 - \gamma \theta v_f} \quad (74)$$

mit

$$\theta = 1 + v_f \frac{1 - v_{f,max}}{v_{f,max}^2} \quad (75)$$

und

$$\gamma = \frac{\frac{X_f}{X_m} - 1}{\frac{X_f}{X_m} + 1} \quad (76)$$

aus den Eigenschaften der Matrix X_m und des Füllstoffs X_f mit dem Füllstoffvolumengehalt v_f ermittelt. Ein weiteres Modell für die Wärmeleitfähigkeit wurde von Agari et al.

vorgeschlagen. Dieses berücksichtigt die Füllstoffgeometrie jedoch nicht und nutzt mehrere Parameter, die für jeden Füllstoff empirisch ermittelt werden müssen [152]. Alle vorstehend erwähnten Mischungsregeln wurden für zweiphasige Werkstoffe entwickelt.

Weisen Füll- und Verstärkungsstoffe ein ausgeprägtes Aspektverhältnis auf, muss auch deren prozessbedingte Orientierung innerhalb des Verbunds berücksichtigt werden. Ein typisches Beispiel hierfür sind kurzfaserverstärkte Formteile, die im Spritzgießverfahren gefertigt werden. Deren Aufbau wird oftmals vereinfachend durch drei Zonen beschrieben, die entlang der Dickenrichtung (im Folgenden als Richtung 3 bezeichnet) des Formteils aufeinanderfolgen und aufgrund der lokalen Strömungsverhältnisse in der Schmelze unterschiedliche Faserorientierungen aufweisen, Abbildung 7. In den Randbereichen nahe den Wänden der Kavität richten sich die Fasern entlang der Einspritzrichtung (Richtung 1) aus, da dort eine ausgeprägte Scherströmung vorliegt. Im Kernbereich hingegen treten aufgrund des geringen Geschwindigkeitsgradienten keine nennenswerten Scherspannungen auf, sodass die Dehnströmung der sich ausbreitenden Schmelzefront zu einer Orientierung der Fasern senkrecht zur Einspritzrichtung (Richtung 2) führt [153]. Es sei darauf hingewiesen, dass in der Literatur auch Modellvorstellungen mit einer größeren Anzahl abgrenzbarer Schichten vertreten werden [154,155]. Bei der Fertigung von Formteilen mittels anderer urformender Verfahren ist ebenfalls mit einer den jeweiligen Fließbedingungen entsprechenden Faserausrichtung zu rechnen.

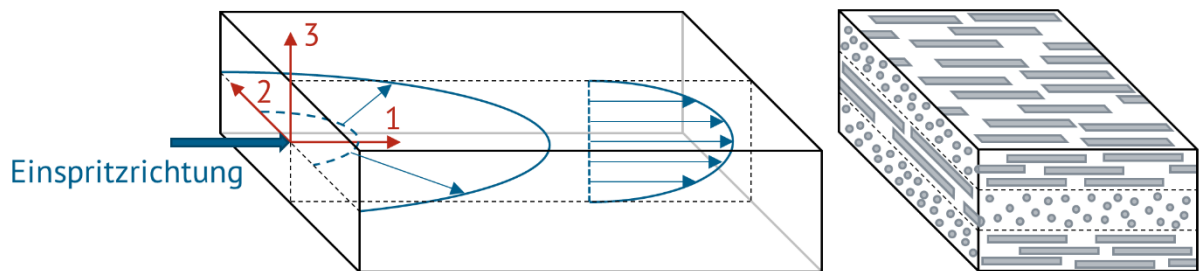


Abbildung 7: Infolge von Dehn- und Scherströmungen während des Einspritzvorgangs (links) kommt es zu einer Ausrichtung der Verstärkungsfasern (rechts).

Eine Möglichkeit zur Beschreibung der Faserorientierung stellen Orientierungstensoren dar. Advani und Tucker definieren hierzu einen Einheitsvektor \mathbf{e} entlang der Faserlängsachse. Der Orientierungstensor \mathbf{O} kann dann errechnet werden, indem das dyadische Produkt von \mathbf{e} , gewichtet mit einer Verteilungsfunktion für die Faserorientierung $\varphi(\mathbf{e})$, über sämtliche möglichen Richtungen integriert wird [156]:

$$\mathbf{O}_{ij} = \oint \mathbf{e}_i \mathbf{e}_j \varphi(\mathbf{e}) d\mathbf{e} \quad (77)$$

Für eine Menge von N diskreten Fasern kann der Orientierungstensor als

$$\mathbf{O} = \frac{1}{N} \sum_N \mathbf{e}_N \otimes \mathbf{e}_N \quad (78)$$

ausgedrückt werden. Die Diagonalelemente \mathbf{O}_{11} , \mathbf{O}_{22} und \mathbf{O}_{33} des Orientierungstensors können als Maß für die Orientierungsanteile in 1-, 2- und 3-Richtung interpretiert werden. Ihre Summe beträgt 1.

Für die Homogenisierung von Eigenschaften kurzfaserverstärkter Kunststoffe existieren diverse Methoden [157–161], die im Vergleich zu den zuvor erwähnten Mischungsregeln ungleich aufwendiger sind. Schubert leitete basierend auf geometrischen Überlegungen ein einfaches Modell für die elektrische Leitfähigkeit, elastische Moduln sowie die Viskosität unter Berücksichtigung der Faserorientierung her [162,163]. Einen alternativen Ansatz verfolgen Ecke et al., indem sie die Lewis-Nielsen-Mischungsregel um eine Möglichkeit erweitern, den Geometriefaktor ζ unter Verwendung eines Orientierungstensors zu berechnen. Hierzu wird zwischen dem Wert für unidirektional orientierte Fasern parallel zur betrachteten Richtung

$$\zeta_{\parallel} = \frac{2l}{d} \quad (79)$$

und orthogonal zur betrachteten Richtung

$$\zeta_{\perp} = 0,5 \quad (80)$$

interpoliert, indem diese mit dem quadrierten Diagonalelement des Orientierungstensors für die jeweilige Richtung gewichtet werden:

$$\zeta_i = \zeta_{\parallel} \mathbf{O}_{ii}^2 + \zeta_{\perp} (1 - \mathbf{O}_{ii})^2 \quad (81)$$

Die Wärmeleitfähigkeit hybrider Compounds konnte unter Verwendung dieser modifizierten Lewis-Nielsen-Mischungsregel in zufriedenstellender Näherung geschätzt werden, indem ihre einzelnen Komponenten nacheinander, beginnend mit den kleinsten, mit der Matrix homogenisiert wurden, Abbildung 8 [164].

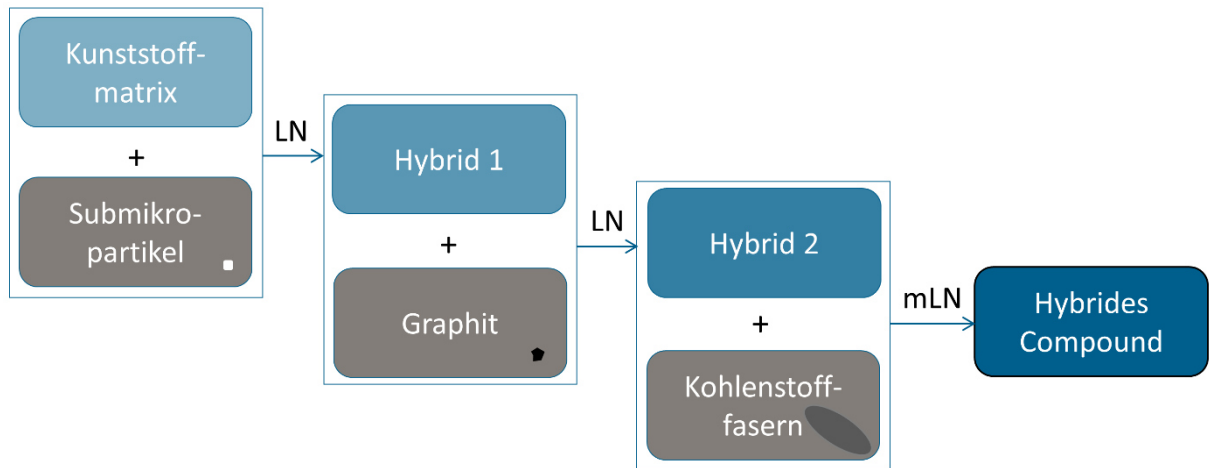


Abbildung 8: Kaskadenartige Homogenisierung eines hybriden Tribocompounds (modifiziert nach [164]). Für partikelförmige Füllstoffe wird die konventionelle Lewis-Nielsen-Mischungsregel (LN) genutzt, für Verstärkungsfasern die modifizierte Lewis-Nielsen-Mischungsregel (mLN).

4 Material und Methoden

4.1 Material

4.1.1 Werkstoffauswahl

Als Werkstoffe für die nachfolgenden Untersuchungen wurden mehrere Compounds auf Basis von PEEK festgelegt. Die Formulierungen sind in Tabelle 4 dargestellt. PEEK wurde als Matrix ausgewählt, da es gute mechanische und tribologische Eigenschaften und eine hohe Einsatztemperaturgrenze mit der Möglichkeit zur effizienten thermoplastischen Verarbeitung verbindet und daher als Werkstoff für anspruchsvolle tribologische Anwendungen weite Verbreitung gefunden hat [54,76]. Unter der Bezeichnung PEEK-1 wurde ein ungefülltes PEEK (Vestakeep 2000G, Evonik Operations GmbH, Marl) untersucht. Bei PEEK-2 handelt es sich um ein Compound, das mit Kohlenstoffkurzfasern (SIGRAFIL C30, SGL Carbon SE, Wiesbaden) verstärkt ist. PEEK-3 enthält darüber hinaus Graphit (RGC39A, Superior Graphite Europe Ltd., Sundsvall, Schweden) sowie submikroskalige Partikel aus Titandioxid (KRONOS 2310, KRONOS TITAN GmbH, Leverkusen) und Zinksulfid (Venator Germany GmbH, Duisburg) und entspricht damit der von Oster [90] empfohlenen Zusammensetzung. In PEEK-4 ist kein internes Schmiermittel enthalten, stattdessen ist der Fasergehalt gegenüber PEEK-3 erhöht und ein Teil der TiO_2 - und ZnS -Partikel durch SiO_2 -Nanopartikel (AEROSIL R 9200, Evonik Operations GmbH, Hanau) ersetzt. Für diese Füllstoffkombination ist mit einer PBT-Matrix eine hohe tribologische Leistungsfähigkeit nachgewiesen worden [165]. Bei ausgewählten Versuchen wurde außerdem das kommerziell verfügbare Tribocompound Ketron HPV (Mitsubishi Chemical Advanced Materials, Tiel, Belgien) genutzt. Dieses enthält je 10 Gew.-% SCF, Graphit und PTFE und entspricht somit einer in Abschnitt 3.1.4.2 vorgestellten, gebräuchlichen Formulierung. Es wird im Folgenden als PEEK-5 bezeichnet.

Tabelle 4: Zusammensetzung der untersuchten Werkstoffe

	PEEK	SCF	Graphit	PTFE	TiO_2	ZnS	SiO_2
	Gew.-%	Gew.-%	Gew.-%	Gew.-%	Gew.-%	Gew.-%	Gew.-%
PEEK-1	100	0	0	0	0	0	0
PEEK-2	90	10	0	0	0	0	0
PEEK-3	60	10	10	0	10	10	0
PEEK-4	60,5	18,7	0	0	5,2	5,2	10,4
PEEK-5	70	10	10	10	0	0	0

Temperaturabhängige Daten für die Dichte von PEEK-1 wurden vom Hersteller zur Verfügung gestellt und sind in Anhang B gelistet. Dichte und Wärmeleitfähigkeit der verwendeten Füll- und Verstärkungsstoffe werden als temperaturunabhängig angenommen und sind in Tabelle 5 aufgeführt.

Tabelle 5: Dichte und Wärmeleitfähigkeit der verwendeten Füll- und Verstärkungsstoffe. Blau: Werte aus Datenblättern der Hersteller. Rot: Daten geschätzt auf der Grundlage typischer Wertebereiche.

	Dichte	Wärmeleitfähigkeit
	kg m ⁻³	W m ⁻¹ K ⁻¹
SCF	1800	17
Graphit	2250	142
TiO ₂	4000	11
ZnS	4000	17
SiO ₂	2000	1

4.1.2 Verarbeitung

Die Werkstoffe PEEK-2 bis -4 wurden auf einem gleichläufigen Doppelschneckenextruder (ZSE 18 MAXX, Leistritz Extrusionstechnik GmbH, Nürnberg) compoundiert. Dabei wurden zunächst Masterbatches der einzelnen Füllstoffe hergestellt und diese danach in einem zweiten Compoundierschritt im entsprechenden Verhältnis gemischt und verdünnt. Dieses Vorgehen führt zu einer besseren Dispergierung der Füllstoffe [166]. Die Granulate wurden mittels einer Spritzgießmaschine (victory 200/80 spex, ENGEL AUSTRIA GmbH, Schwertberg, Österreich) zu Platten mit Abmessungen von 50 mm x 50 mm x 4 mm verarbeitet. Dabei kam ein Zweikavitätenwerkzeug mit Bandanguss zum Einsatz. Die wesentlichen Prozessparameter bei der Verarbeitung sind in Tabelle 6 und Tabelle 7 dargestellt.

Tabelle 6: Verarbeitungsbedingungen bei der Compoundierung

Drehzahl	Temperaturen (Reihenfolge von Einzug zu Werkzeug)
min ⁻¹	°C
165	380 / 385 / 390 / 390 / 390 / 390 / 390 / 390 / 390 / 390

Tabelle 7: Verarbeitungsbedingungen beim Spritzgießen

Einspritzgeschwindigkeit	Zylindertemperaturen (Reihenfolge von Einzug zu Düse)	Werkzeugtemperatur
cm ³ s ⁻¹	°C	°C
30	385 / 390 / 395 / 395	195

4.2 Physikalisch-thermische Werkstoffcharakterisierung

Die Dichten der Compounds ρ_c in Abhängigkeit von der Temperatur wurde aus der Dichte von PEEK-1 (Anhang B) und den Dichten der Einzelkomponenten (Tabelle 7) anhand der geläufigen Mischungsregel

$$\rho_c = \sum_i v_{f,i} \rho_i \quad (82)$$

berechnet.

Die spezifischen Wärmekapazitäten der Compounds wurden mittels quasiisothermer modulierter dynamischer Differenzkalorimetrie (differential scanning calorimetry, DSC) an jeweils drei Proben bestimmt. Das verwendete Kalorimeter (Q20, TA Instruments, New Castle, Delaware, USA) war dabei auf eine Modulationsamplitude von 0,8 °C und eine Modulationsfrequenz von 0,01 Hz eingestellt. Zuvor wurde die Temperaturmessung an einer Indiumprobe und die Messung der reversierenden Wärmekapazität an einer Saphirprobe kalibriert. Die Probengewichte lagen bei 5 mg für das ungefüllte PEEK-1 sowie bei 10 mg für die Compounds und wurden im Zentrum der spritzgegossenen Platten entnommen.

Die Temperaturleitfähigkeit von PEEK-1 wurde mit einer Laserflash-Anlage (LFA 447 Nanoflash, NETZSCH-Gerätebau GmbH, Selb) gemessen. Ein rondenförmiger Prüfkörper wurde dazu aus der Mitte einer spritzgegossenen Platte entnommen. Die Entnahmeposition ist in Anhang C dargestellt. Die Messung wurde einundzwanzigfach durchgeführt.

Aus Dichte, spezifischer Wärmekapazität und Temperaturleitfähigkeit wurde anhand von Gleichung (5) die Wärmeleitfähigkeit von PEEK-1 berechnet. Die Wärmeleitfähigkeiten der Compounds wurden anschließend mit der modifizierten Lewis-Nielsen-Mischungsregel unter Verwendung der Werte für die Füllstoffe aus Tabelle 5 ermittelt. Als Vergleichswerte wurden zusätzlich die isotropen Wärmeleitfähigkeiten anhand der konventionellen Lewis-Nielsen-Mischungsregel berechnet.

4.3 Mechanische Werkstoffcharakterisierung

Zur Bestimmung der Elastizitätsmoduln und Zugfestigkeiten wurden Zugversuche nach DIN EN ISO 527-2/1BB/1 auf einer Universalprüfmaschine (RetroLine Z010, Zwick GmbH & Co. KG, Ulm) durchgeführt. Die Entnahmepositionen für die Prüfkörper in den Richtungen 1 und 2 sind in Anhang C dargestellt.

4.4 Tribologische Werkstoffcharakterisierung

Das tribologische Verhalten der Werkstoffe wurde auf vier unterschiedlichen Prüfständen untersucht, welche die tribologischen Prüfkategorien IV, V und VI (Tabelle 1) abbilden.

4.4.1 Block-on-Ring-Versuch

Modellversuche der Prüfkategorie VI wurden auf einem Block-on-Ring-Tribometer durchgeführt. Dazu wurden rechteckige Grundkörper (Block) mit Kantenlängen von 4 mm x 4 mm x 10 mm aus den spritzgegossenen Platten spanend so entnommen, dass die Laufflächen der Grundkörper mit Abmessungen von 4 mm x 4 mm jeweils zur Hälfte senkrecht zur Richtung 1 (Längsproben) und zur Richtung 2 (Querproben) orientiert sind. Die Entnahmepositionen sind in Anhang C abgebildet. Die Gleitrichtung des Gegenkörpers ist in beiden Fällen die Dickenrichtung 3. Bei den Versuchen wurden die Grundkörper radial gegen rotierende Wälzlagerinnenringe (IR50X60X25, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach) aus 100Cr6 mit einem Außendurchmesser von 60 mm und einem Mittenrauwert von $R_a = 0,2 \mu\text{m}$ gepresst. Die Normalkraft wurde durch mit Gewichten belastete Hebel aufgebracht. Der Aufbau des Tribometers ist in Abbildung 9 schematisch dargestellt. Es verfügt über vier Messstellen, wobei jeweils zwei Stahl-Gegenkörper auf einer gemeinsamen Welle montiert sind. Die beiden Wellen sind an gegenüberliegenden Seiten eines Getriebes an Abtriebszapfen montiert. Normal- und Reibungskraft werden versuchsparallel mit einem biaxialen Kraftaufnehmer (RKS-151, RIEGER Sensortechnik GmbH, Rheinmünster) gemessen und daraus gemäß Gleichung (1) der Reibungskoeffizient ermittelt. Das Gewicht der Grundkörper wurde vor und nach dem Versuch auf einer Analysenwaage (ABT 120-5DM, KERN & SOHN GmbH, Balingen) gemessen und aus der Differenz der Verschleißkoeffizient gemäß Gleichung (3) berechnet. An jeder Prüfstelle wurde zudem die Oberflächentemperatur des Grundkörpers 1,5 mm oberhalb der Kontaktfläche mit einem Pyrometer (CT-SF02-C3, Micro-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG, Ortenburg) gemessen. Der Emissionsgrad der Stifte wurde zuvor durch Referenzmessungen bei 100 °C bestimmt. Er beträgt für alle drei betrachteten Kunststoffe 0,97. Bei den Versuchen mit dem Werkstoff PEEK-2 wurden zusätzlich mit einer Wärmebildkamera (PI 640, Optris GmbH, Berlin) Aufnahmen des Prüfstands aufgezeichnet. Hierfür wurden die Welle – mit Ausnahme der Gegenkörper – sowie die Hebelarme oberhalb der Kraftaufnehmer mit mattschwarzem Sprühlack beschichtet, wodurch ebenfalls ein Emissionsgrad von 0,97 erzielt wurde. Die Werkstoffe wurden bei trockener Reibung unter den in Tabelle 8 genannten sechs unterschiedlichen Kombinationen von Pressung und Gleitgeschwindigkeit geprüft. Vor dem Versuchsbeginn

wurden die Grundkörper eingeschliffen, um ihre Lauffläche an die Krümmung des Gegenkörperrings anzupassen. Für jeden Werkstoff wurden vier Proben pro Lastkombination gleichzeitig untersucht. Ergänzend wurden Versuche unter den gleichen Lastbedingungen durchgeführt, bei denen jedoch nur die beiden inneren Prüfstellen mit Prüfkörpern bestückt wurden, sodass eine gegenseitige thermische Beeinflussung zwischen den gemeinsam auf einer Welle angeordneten Prüfstellen ausgeschlossen war.

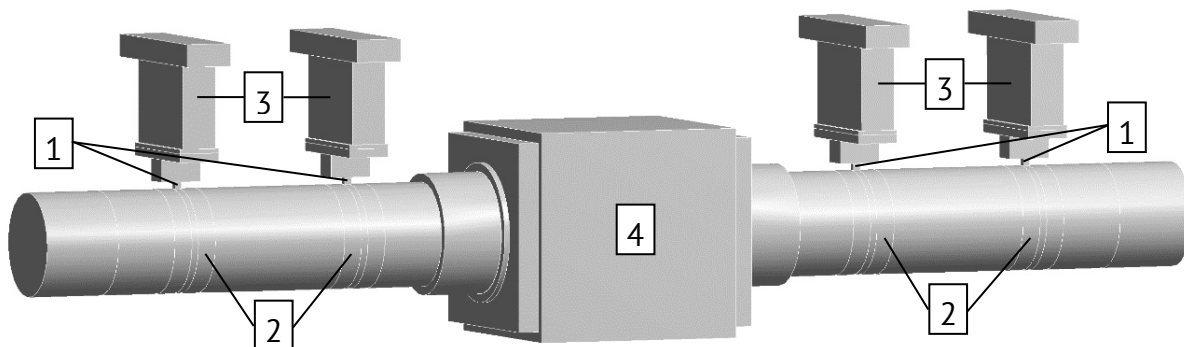


Abbildung 9: Block-on-Ring-Tribometer, schematische Darstellung (1: Block; 2: Ring; 3: Kraftaufnehmer; 4: Getriebe) [124]

Tabelle 8: Lastkombinationen im Block-on-Ring-Versuch

	Lastkombinationen					
Pressung, MPa	1	1	3	1	5	3
Geschwindigkeit, m s ⁻¹	1	2	1	4	1	2
pv-Wert, MPa m s ⁻¹	1	2	3	4	5	6

Um das temperaturabhängige tribologische Verhalten bei ansonsten konstanten Lastbedingungen zu untersuchen, wurden außerdem Versuche durchgeführt, bei denen der Gegenkörper mit einem Induktionsheizgerät (Power Cube 32/900, C.E.I.A. SpA, Vicinaggio, Italien) gezielt erwärmt wurde. Bei diesen Versuchen wurde der Prüfstand zunächst so lange ohne Beheizung betrieben, bis ein stationärer tribologischer Zustand vorlag. War dieser erreicht, wurde die Beheizung zugeschaltet und der Gegenkörper mit einer Heizrate von 1 °C min⁻¹ bis auf eine Temperatur von 220 °C erwärmt. Diese Versuche wurden jeweils einmal wiederholt.

4.4.2 Stift-Scheibe-Versuch

Weitere Modellversuche, die ebenfalls der Prüfkategorie VI zuzuordnen sind, wurden auf einem Stift-Scheibe-Tribometer (Eigenbau auf Basis eines Gestells der Wazau GmbH, Berlin) durchgeführt. Die Grundkörper hatten mit 4 mm x 4 mm x 10 mm die gleichen Maße wie im Block-on-Ring-Versuch und wurden an den gleichen Positionen entnommen. Sie

wurden pneumatisch gegen eine rotierende Axiallagerscheibe (LS2542, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach) aus 100Cr6 mit einem mittleren Laufbahndurchmesser von 32 mm und einem Mittenrauwert von $R_a = 0,2 \mu\text{m}$ gepresst. Abbildung 10 zeigt diesen Versuchsaufbau. Das Stift-Scheibe-Tribometer verfügt lediglich über eine Prüfstelle. Normal- und Reibungskraft wurden mit einem biaxialen Kraftaufnehmer (M-1191XY, Tensometric Messtechnik GmbH, Wuppertal) aufgezeichnet. Daneben wurde auch die Verschleißhöhe über die Versuchsdauer hinweg mit einem optischen Wegaufnehmer (IFS2402-4, Micro-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG, Ortenburg) gemessen. Die Oberflächentemperatur des Grundkörpers wurde wie auch im Block-on-Ring-Versuch an einem Messpunkt in 1,5 mm Entfernung von der Kontaktfläche mit einem Pyrometer (CTlaser LT, Optris GmbH, Berlin) erfasst. Bei den Versuchen mit PEEK-2 wurden zusätzlich Wärmebildaufnahmen des Prüfstands aufgezeichnet. Hierfür wurden der Probenhalter, die Halterung des Kraftaufnehmers und der obere Wellenabsatz mit mattschwarzem Sprühlack beschichtet. Geprüft wurden pro Werkstoff drei Proben bei trockener Reibung unter den in Tabelle 8 aufgeführten Lastbedingungen.

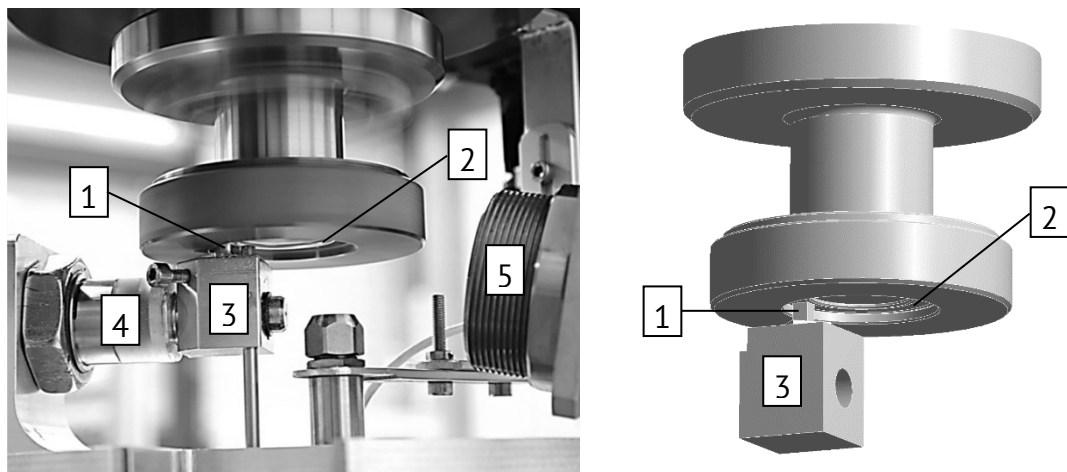


Abbildung 10: Stift-Scheibe-Tribometer, fotografische und schematische Darstellung (1: Stift; 2: Scheibe; 3: Probenhalter; 4: Kraftaufnehmer; 5: Temperatursensor) [124]

Um die tribologischen Eigenschaften der Compounds über einen breiten Lastbereich hinweg zu charakterisieren, wurde zusätzlich für jeden Werkstoff eine Versuchsreihe durchgeführt, in der 30 zufällig ausgewählte Laststufen im Bereich von 0,5 MPa bis 8 MPa und von $0,5 \text{ m s}^{-1}$ bis 4 m s^{-1} durchlaufen wurden. Nach dem Erreichen eines stationären tribologischen Zustands wurde dabei automatisch auf die nachfolgende Laststufe umgeschaltet. Diese Strategie zur effizienten tribologischen Versuchsführung wurde von Schlarb et al. vorgestellt [167].

4.4.3 Bended-Plate-on-Ring-Versuch

Eine gegenüber den Block-on-Ring- und Stift-Scheibe-Versuchen stärker anwendungsorientierte Prüfkongfiguration wurde mit dem Bended-Plate-on-Ring-Tribometer untersucht. Der Grundkörper bestand dabei aus einer Kunststoffbeschichtung, die auf einem Aluminiumsubstrat mit einem von Bayerl et al. [35] entwickelten Wärmeimpulsschweißverfahren aufgetragen wurde. Die Dicke des Substrats betrug 1 mm, die der Beschichtung 0,2 mm. Die beschichteten Substrate wurden anschließend in U-förmige Schalen mit einem Innendurchmesser von 25 mm und einer Breite von 16 mm umgeformt. Durch diese Formgebung ähnelt das Prüfsystem einem Verbundgleitlager [36] und ist somit der Prüfkategorie V zuzuordnen. Der Prüfstand ist in Abbildung 11 dargestellt. Die U-förmigen Schalen werden in einen Probenhalter eingelegt, welcher in einem Wälzlager drehbar gelagert ist. Die Normalkraft wird aufgebracht, indem der gesamte Lagerbock, in dem sich der Probenhalter befindet, über einen Hebelmechanismus (in Abbildung 11 nicht dargestellt) nach oben gezogen wird. Durch die Rotation des Gegenkörpers, einem Wälzlagerinnenring (IR20X25X26,5, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach) aus 100Cr6 mit einem Außendurchmesser von 25 mm und einem Mittenrauwert von $R_a = 0,2 \mu\text{m}$, wird infolge der Reibung zwischen Grund- und Gegenkörper ein Drehmoment auf den Halter ausgeübt. Die Rotation des Halters wird durch einen Kraftaufnehmer (Typ 8511-5500, Burster Präzisionsmesstechnik GmbH & Co. KG) behindert, der somit die Reibungskraft misst, wobei die unterschiedlichen Abstände der Kontaktfläche sowie des Kraftangriffspunktes am Kraftaufnehmer von der Rotationsachse berücksichtigt werden. Der Verschleißbetrag wird wie beim Block-on-Ring-Versuch gravimetrisch ermittelt. Die Temperatur wurde zwischen dem Substrat und dem Probenhalter an zwei um 90° versetzten Positionen mit einem Typ-K-Thermoelement gemessen. Zusätzlich wurden mit zwei Pyrometern (CT-SF02-C3, Micro-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG, Ortenburg) die Temperaturen des Lagerbocks aufgezeichnet. Aufgrund der großen Kontaktfläche sind die für das Erreichen einer vorgegebenen Flächenpressung benötigten Normalkräfte vergleichsweise hoch. Die Welle ist daher mit einem Stehlager abgestützt. Aus der großen Kontaktfläche resultiert zudem eine hohe absolute Wärmefreisetzung, sodass nur bei den in Tabelle 9 aufgeführten niedrigen Lastbedingungen geprüft werden konnte, da bei höheren Lasten die Beschichtung innerhalb von Minuten infolge von Fließen vollständig zerstört wurde.

einigen Versuchen mit der Wärmebildkamera die Temperaturen der Welle unmittelbar neben der Kontaktfläche und am Lagerbock im Bereich der Linearlager aufgezeichnet. Die Temperatur der Grundplatte, auf welcher die übrigen Komponenten montiert sind, wurde mit einem Typ-K-Thermoelement gemessen. Die Gleitlager wurden unter den in Tabelle 10 angegebenen Lastbedingungen geprüft.

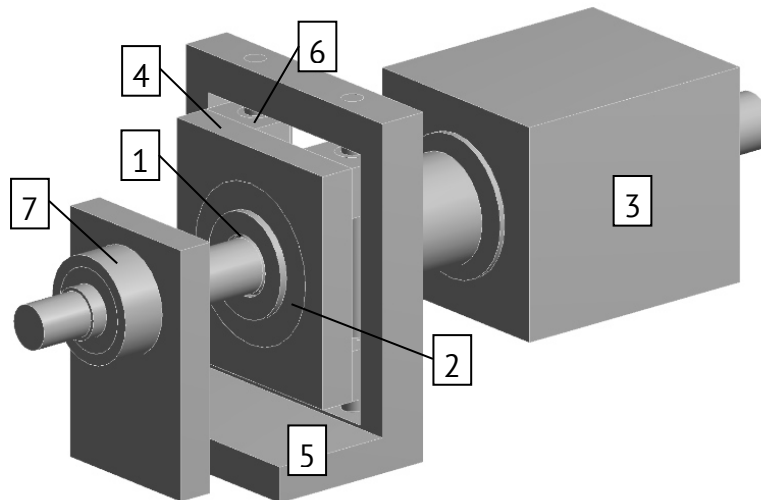


Abbildung 12: Gleitlagerprüfstand, schematische Darstellung (1: Gleitlager; 2: Wälzlager; 3: Getriebe; 4: Lagerbock; 5: Rahmen; 6: Linearlager; 7: Stehlager)

Tabelle 10: Lastkombinationen im Gleitlagerversuch

	Lastkombinationen					
Pressung, MPa	0,17	0,17	0,5	0,5	1	1
Geschwindigkeit, m s ⁻¹	0,5	1	0,5	1	0,5	1
pv-Wert, MPa m s ⁻¹	0,085	0,17	0,25	0,5	0,5	1

4.5 Morphologische Werkstoffcharakterisierung

Um die Faserorientierung in den spritzgegossenen Platten zu untersuchen, wurden Stifte nach dem in Anhang C dargestellten Schema für tribologische Proben entnommen. Die Stifte wurden anschließend so in einem Epoxidharz (EpoFix, Struers GmbH, Willich) eingebettet, geschliffen und poliert, dass jeweils die rechte Flanke (2-3-Ebene) der auf der linken Plattenseite liegenden Längsproben und die untere Flanke (1-3-Ebene) der auf der rechten Plattenseite liegenden Querproben unter dem Lichtmikroskop betrachtet werden konnte. Auf Basis der lichtmikroskopischen Aufnahmen wurden dann mit einem Matlab-Skript (modifiziert nach [168]) die Orientierungstensoren gemäß Gleichung (78) berechnet. Da aufgrund der Symmetrie an äquivalenten Positionen der linken und rechten Plat-

tenseite jeweils gleiche Faserorientierungen zu erwarten sind, wurden die Ergebnisse dieser Proben gemittelt. Die Faserausrichtung in den Grundkörpern der Bended-Plate-on-Ring-Versuche wurde ebenfalls nach dieser Methode untersucht. Dazu wurden die Schliffe so angefertigt, dass die Probenmittelebene im Quer- und Radialschnitt betrachtet werden konnte.

Die Laufflächen der Grund- und Gegenkörper aus den tribologischen Versuchen wurden nach der tribologischen Beanspruchung mit einem Laser-Scanning-Mikroskop (VK-X1000, Keyence Corporation, Osaka, Japan) hinsichtlich der Verschleißerscheinungsformen und der Transferfilmbildung untersucht. Ergänzend wurden die Laufflächen der Grundkörper mit einem Rasterelektronenmikroskop (SU8000, Hitachi High-Tech Corporation, Tokio, Japan) aufgenommen. Dabei wurde auch die Elementzusammensetzung mittels energiedispersiver Röntgenspektroskopie (energy dispersive X-ray spectroscopy, EDX) analysiert.

4.6 Simulation des Wärmehaushalts

Aufgrund der in Abschnitt 3.2.2.2 erläuterten Unsicherheiten im Zusammenhang mit der Modellierung der Wärmeverteilung zwischen Grund- und Gegenkörper wurden in dieser Arbeit zwei Strategien für die thermische Simulation kunststoffbasierter tribologischer Systeme verwendet, die kein a-priori-Wissen hinsichtlich der Wärmeverteilung erfordern. Dies sind das Modell des isolierten Grundkörpers sowie die integrale Simulation. Beide Modellierungsansätze wurden vorab in [124] vorgestellt. Alle Modelle wurden in ANSYS Mechanical (ANSYS, Inc., Canonsburg, Pennsylvania, USA) erstellt.

4.6.1 Modell des isolierten Grundkörpers

Eine Möglichkeit der Modellierung besteht darin, den Grundkörper isoliert zu betrachten. An seinen Außenflächen müssen geeignete Randbedingungen definiert werden, um die Wärmezufuhr- und -abflüsse zur Luft sowie in die angrenzenden Bauteile des Prüfstands zu beschreiben. Dieser Ansatz wurde in der vorliegenden Arbeit für die Modellierung der Block-on-Ring- und Stift-Scheibe-Prüfkonfigurationen genutzt. Die Geometrien der entsprechenden Grundkörper unterscheiden sich lediglich in der leichten Krümmung der Kontaktfläche beim Block-on-Ring-System gegenüber der flachen Kontaktfläche des Stift-Scheibe-Systems. Abbildung 13 zeigt exemplarisch das Stift-Scheibe-Modell. Der Kontaktfläche des Grundkörpers wird eine reibungsbedingte Wärmestromdichte \dot{q}_1 entsprechend Gleichung (31) aufgeprägt. Da diese, wie zuvor erläutert, nicht anhand eines zuvor abgeschätzten Wärmeaufteilungskoeffizienten bestimmt werden soll, wird eine iterative Optimierung vorgenommen: Zu Beginn der Simulation wird ein Schätzwert für \dot{q}_1

eingesetzt und die resultierende Temperaturverteilung im Grundkörper berechnet. Anschließend wird die simulierte Temperatur am Messpunkt mit der im Experiment gemessenen Temperatur verglichen. Sofern eine Abweichung vorliegt, wird \dot{q}_1 so lange systematisch variiert, bis die Temperatur am Messpunkt in Experiment und Simulation übereinstimmt.

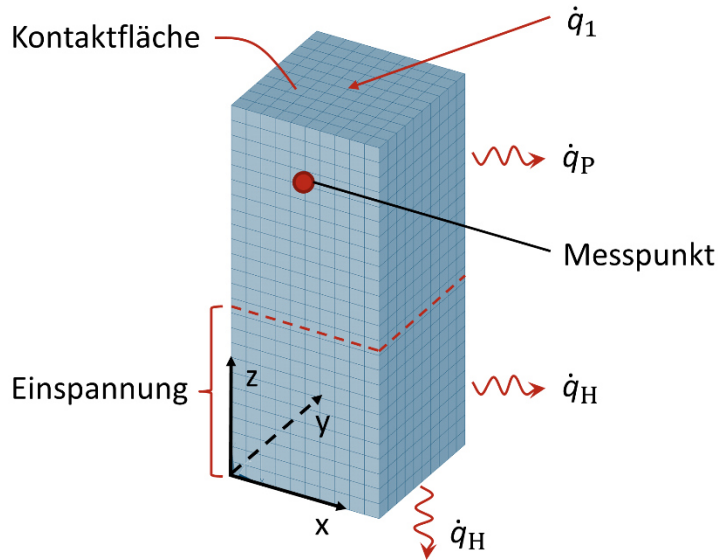


Abbildung 13: Modell des isolierten Grundkörpers mit Randbedingungen am Beispiel des Stift-Scheibe-Systems (modifiziert nach [124])

Die in den Grundkörper eingeleitete Wärme wird zunächst konduktiv transportiert. An den nicht eingespannten Bereichen der Grundkörperoberfläche findet ein Wärmeübergang zur Umgebungsluft statt. Die Nußelt-Zahl für die Berechnung der konvektiven Wärmestromdichte \dot{q}_P an der Probenoberfläche kann, wie in Abschnitt 3.2.1.2 ausgeführt, über den Ansatz von Gnielinski (Gleichungen (14) bis (16)) berechnet werden, der jedoch, wie zuvor angemerkt, eine Anströmung mit konstanter Geschwindigkeit annimmt. Um die Anwendbarkeit der Gleichungen von Gnielinski auf die in den Block-on-Ring- und Stift-Scheibe-Systemen vorliegende Schleppströmung zu prüfen, wurden vorab Simulationen des Wärmeübergangs vom Grundkörper an die strömende Luft mit Ansys AIM durchgeführt, Abbildung 14. Dazu wurde ein Grundkörper modelliert, der sich in einem durchströmten Kanal befindet, welcher die gleiche Länge aufweist wie die Laufbahn des Rings beziehungsweise der Scheibe. Eine Seite des Kanals bewegt sich mit der Gleitgeschwindigkeit, sodass eine Schleppströmung entsteht. Ein- und Auslauf des Kanals sind mit periodischen Randbedingungen versehen, sodass die Turbulenzen, die sich auf der stromabwärts gelegenen Seite des Grundkörpers befinden, einen Einfluss auf die Anströmung ausüben können. Die Wärmeübergangskoeffizienten aus der Berechnung nach Gnielinski (h_{lam} , berechnet aus Nu_{lam} ; h_{turb} , berechnet aus Nu_{turb} ; h_{eff} , berechnet aus Nu_{eff}) sowie

aus der Simulation (h_{sim}) sind in Tabelle 11 gegenübergestellt. Dabei sind auch Ergebnisse aufgeführt, die aus der ausschließlichen Betrachtung der laminaren Anteile der Gnielinski-Gleichungen resultieren. Es wird ersichtlich, dass mit dem Ansatz von Gnielinski die Wärmeübertragung systematisch überschätzt wird, insbesondere bei höheren Geschwindigkeiten. Eine deutliche Verbesserung der analytischen Abschätzung wird erreicht, indem nur der laminare Anteil berücksichtigt wird, sodass auf diese Weise eine Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten auch durchgeführt werden kann, ohne notwendigerweise vorab Strömungssimulationen durchzuführen. Die Werte aus dem laminaren Gnielinski-Ansatz werden im Folgenden verwendet.

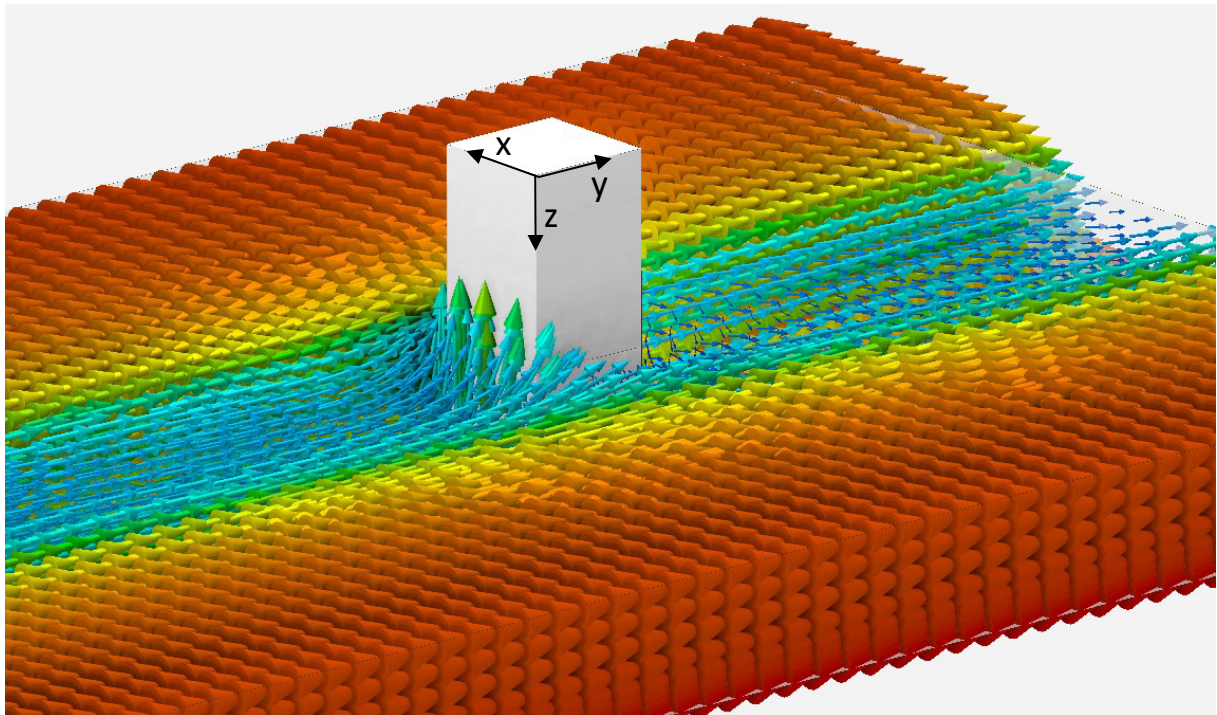


Abbildung 14: Simulation des Wärmeübergangs am Grundkörper bei einer Gleitgeschwindigkeit von 4 m s^{-1} [124]. Die Anströmung des Grundkörpers erfolgt von links unten.

Tabelle 11: Koeffizienten für den Wärmeübergang am Grundkörper, berechnet durch Simulationen und nach dem Ansatz von Gnielinski

	Block-on-Ring	Stift-Scheibe	Berechnung nach Gnielinski		
v	h_{sim}	h_{sim}	h_{lam}	h_{turb}	h_{eff}
m s^{-1}	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
1	48,2	43,3	43,9	18	48,4
2	64,3	60,2	62,1	30,5	70,1
4	83,1	82,7	87,8	52	103

Neben dem Wärmeübergang an die Umgebungsluft muss auch die Wärmeleitung aus dem Grundkörper in den Probenhalter \dot{q}_H berücksichtigt werden. Der Halter ist nicht geometrisch modelliert, sondern wird auf einen Wärmeübergang reduziert. Die Wärmebildaufnahmen zeigen, dass der Probenhalter jenseits des Kraftaufnehmers näherungsweise die Umgebungstemperatur T_∞ aufweist (siehe Abschnitt 5.3.1 und 5.3.2). Die Bauteile von den Klemmbacken unmittelbar am Grundkörper bis zum Kraftaufnehmer lassen sich als eine Serie von thermischen Widerständen auffassen. Der Gesamtwiderstand R_{ges} der Reihenschaltung kann durch Addieren der Einzelwiderstände entsprechend Gleichung (7) berechnet werden. Dieser kann dann anhand der Kontaktfläche zwischen Grundkörper und Halterung A_H in einen Wärmeübergangskoeffizienten überführt werden, wobei sich für die Einspannsituationen im Block-on-Ring- und Stift-Scheibe-System Werte von $102 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ bzw. $212,8 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ergeben. Die Rechenwege sind in Anhang D wiedergegeben.

Die Vernetzung erfolgte mit hexaedrischen SOLID90-Elementen. Dabei handelt es sich um hexagonale thermische Elemente mit je 20 Knoten. Als Elementkantenlänge wurden 0,4 mm gewählt, da Konvergenzstudien nahelegen, dass eine weitere Verkleinerung zu keiner erheblichen Auswirkung auf das Ergebnis führt, Abbildung 15.

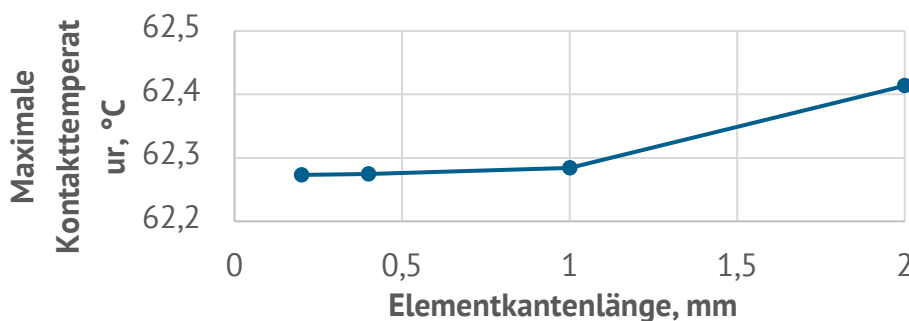


Abbildung 15: Auswirkung der Elementkantenlänge auf die berechnete maximale Kontakttemperatur am Beispiel von PEEK-3 bei 1 MPa und 4 m/s (modifiziert nach [124])

4.6.2 Integrale Simulation

Das zuvor beschriebene Modell des isolierten Grundkörpers benötigt zwingend mindestens eine gemessene Temperatur, um die iterative Anpassung zu ermöglichen. Eine andere mögliche Herangehensweise an die Modellierung besteht darin, die den Grundkörper umgebenden Prüfstandteile im Modell abzubilden. In diesem Fall kann die gesamte Reibungswärme \dot{q}_R aus Gleichung (30) als Randbedingung aufgebracht werden, da sich die

Wärmeaufteilung aus den geometrischen Begebenheiten ergibt. Eine Temperaturmessung ist für die Durchführung der Simulation dann nicht mehr erforderlich, kann aber gegebenenfalls zur Validierung herangezogen werden.

4.6.2.1 Block-on-Ring-System

Abbildung 16 zeigt das Integralmodell des Block-on-Ring-Prüfstands. Neben Grund- und Gegenkörpern sind auch die Probenhalterungen mitsamt den sich anschließenden Kraftaufnehmern sowie die Welle und das Getriebe Teil des Modells. Da im Integralmodell auch die Welle enthalten ist, muss der Wärmeübergang infolge erzwungener Konvektion an der Welle \dot{q}_W in Form einer Randbedingung abgebildet werden. Um die in Abschnitt 3.2.1.2 aufgeführten Ansätze für den Wärmeübergang an rotierenden Wellen hinsichtlich ihrer Eignung zu evaluieren, wurde die mit einer Wärmebildkamera erfasste Temperatur der Wellenstirnseite mit der simulierten Temperatur abgeglichen (siehe Abschnitt 5.4.1).

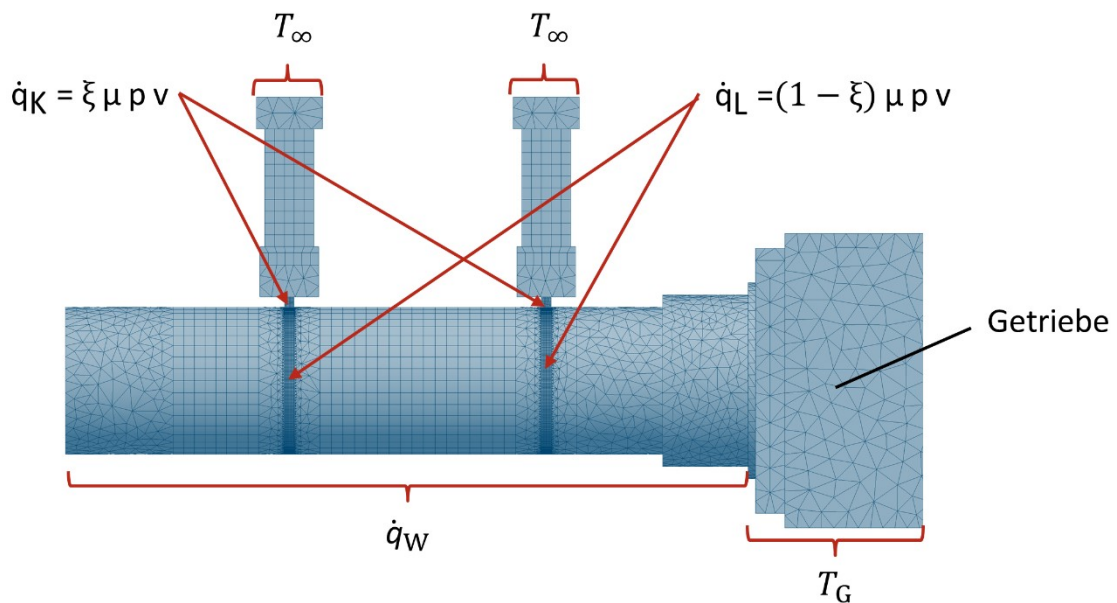


Abbildung 16: Integralmodell des Block-on-Ring-Prüfstands mit Randbedingungen (modifiziert nach [124])

Durch Untersuchungen mit der Wärmebildkamera konnte festgestellt werden, dass die Temperatur auf der Oberseite des Kraftaufnehmers näherungsweise der Umgebungstemperatur T_∞ entspricht, welche daher als isotherme Randbedingung auf diese Fläche aufgeprägt wurde.

Die Welle wird von einem Getriebe angetrieben, das eine geschwindigkeitsabhängige Temperatur T_G annimmt. Diese wurde ebenfalls mithilfe der Wärmebildkamera bei mehreren Versuchen ermittelt (siehe Abschnitt 5.3.1) und als isotherme Randbedingung eingebracht.

Um die Rechenzeiten kurz zu halten, werden in der vorliegenden Untersuchung für die Block-on-Ring-Konfiguration ausschließlich stationäre Simulationen durchgeführt. Die Rotation der Welle, einschließlich des Gegenkörpers, ist somit in der Simulation nicht abgebildet. Ohne weitere Maßnahmen würde dies zu einem Wärmestau im Bereich der Kontaktfläche führen, da der erwärmte Bereich des Gegenkörpers nicht aus dem Kontakt herausbewegt wird. Die Kontakttemperaturen würden somit systematisch überschätzt. Um diesem Effekt entgegenzuwirken, wird die Reibungswärme nur zu einem Anteil

$$\dot{q}_K = \dot{q}_R \xi \quad (83)$$

in die Kontaktfläche eingeleitet. Der übrige Wärmestrom \dot{q}_L wird auf den außerhalb der Kontaktfläche befindlichen Teil der Laufbahn auf der Scheibe verteilt. Der Faktor ξ wird im Folgenden als Rotationsfaktor bezeichnet. Er wurde so angepasst, dass möglichst kleine Abweichungen zwischen den experimentell und numerisch bestimmten Temperaturen am Messpunkt auftreten (siehe Abschnitt 5.4.1).

Die Vernetzung des Grundkörpers sowie der Laufbahn des Gegenkörpers erfolgten mit der in Abschnitt 4.6.1 ermittelten Elementkantenlänge von 0,4 mm. Die übrigen Bereiche wurden mit einer Elementkantenlänge von 5 mm vernetzt. Dabei wurden für den Grundkörper, den Kraftaufnehmer und die auf die Welle aufgeschobenen Distanzhülsen SOLID90-Elemente verwendet, für die übrigen Bauteile SOLID87-Elemente. Bei Letzteren handelt es sich um tetragonale thermische Elemente mit 10 Knoten.

In Tabelle 12 sind die Wärmeleitfähigkeiten der Komponenten des Prüfsystems angegeben. Diese wurden im betrachteten Temperaturbereich als temperaturinvariant angenommen. Die Wärmeleitfähigkeit der geprüften Kunststoffcompounds wird in den Abschnitten 3.3 und 5.2.3 ausführlich behandelt und wird daher an dieser Stelle nicht betrachtet. Das Getriebe, dessen Temperatur wie oben beschrieben mit einer isothermen Randbedingung vorgegeben wird, ist aufgrund des unbekannten inneren Aufbaus als kompaktes Teil aus Baustahl modelliert.

Tabelle 12: Wärmeleitfähigkeiten der Komponenten des Block-on-Ring-Systems

Werkstoff	Bauteile	Wärmeleitfähigkeit $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$	Quelle
100Cr6	Gegenkörper	33	[169]
CuZn40Pb2	Distanzhülsen	123	[170]
PVC	Dämpfungsplatte am Probenhalter	0,15	[171]
S235	Getriebe Innenwelle	50	[172]
X5CrNi18-10	Anbauteile des Kraftaufnehmers Probenhalter	15	[173]

4.6.2.2 Stift-Scheibe-System

Das Integralmodell des Stift-Scheibe-Systems zeigt Abbildung 17. Es umfasst neben Grund- und Gegenkörper auch Teile des Probenhalters bis hin zur Aufnahmebohrung für den Kraftaufnehmer sowie einen Abschnitt der Antriebswelle. Da sich Geometrie und Ausrichtung der Welle von der Konfiguration im Block-on-Ring-Prüfstand unterscheiden, muss auch die Eignung der Nußelt-Korrelationen für die Beschreibung der Konvektion an der rotierenden Welle \dot{q}_W erneut evaluiert werden. Dazu wurde die mit einer Wärmebildkamera erfasste Temperatur am oberen Wellenabsatz als Referenzwert herangezogen (siehe Abschnitt 5.3.2).

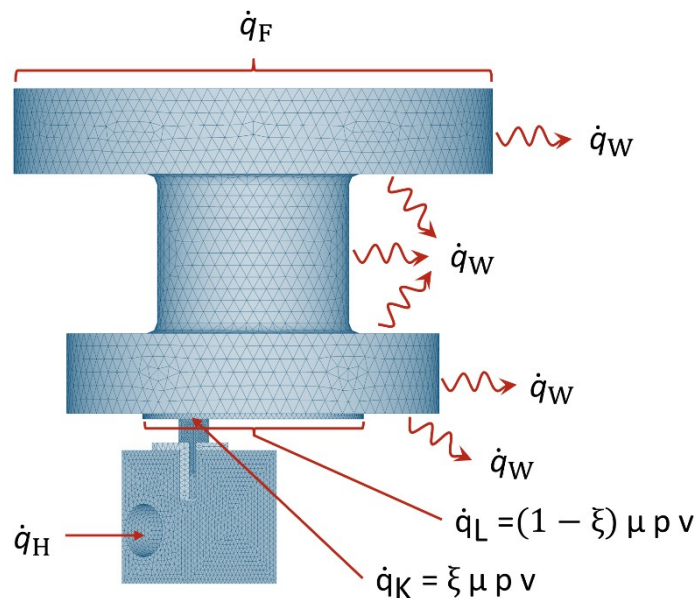


Abbildung 17: Integralmodell des Stift-Scheibe-Prüfstands mit Randbedingungen (modifiziert nach [124])

Da die Randbedingung für die Wärmeleitung in den Probenhalter \dot{q}_H im Integralmodell nicht mehr unmittelbar am Stift anliegt, sondern an der Bohrung für den Kraftaufnehmer, muss eine entsprechend angepasste Randbedingung verwendet werden. Es resultiert ein Wärmeübergangskoeffizient von $25,5 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ (vgl. Anhang D).

Ein ebenfalls auf Ersatzwiderständen basierender Wärmeübergangskoeffizient \dot{q}_F wird für die Flanschfläche am oberen Ende des modellierten Wellenstücks ermittelt. Oberhalb dieser Fläche ist die Welle gelagert und der Lagersitz mit den sich anschließenden Gehäuseteilen stellt eine Wärmesenke dar. Gemäß der Berechnung in Anhang D beträgt der resultierende Wärmeübergangskoeffizient für die vorliegende Konstruktion $25 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$.

Die Rotationsfaktor ξ zur Einleitung der Wärme in Kontaktfläche und Lauffläche musste für die Stift-Scheibe-Konfiguration angepasst werden (siehe Abschnitt 5.3.2). Ergänzend wurden mit dem Stift-Scheibe-Modell auch transiente Simulationen durchgeführt, in denen die Welle rotiert. Hierzu wurde zunächst ein stationärer Lastschritt ausgeführt, bei welchem der gesamte Reibungswärmestrom auf die Laufspur des Gegenkörpers verteilt wurde, um im System eine Temperaturverteilung einzustellen, die näherungsweise die Verhältnisse der stationären Versuchsphase abbildet. Anschließend wurde in einem transienten Lastschritt die Rotation des Gegenkörpers aktiviert und der Reibungswärmestrom vollständig in die tribologische Kontaktfläche eingeleitet. Der Wärmeaustausch zwischen Grund- und Gegenkörper wurde durch eine Kontaktbedingung ermöglicht. Es wurden im transienten Lastschritt 100 Zeitschritte berechnet, deren Dauer geschwindigkeitsabhängig angepasst werden musste, um die Konvergenz der Berechnung zu gewährleisten. Die verwendeten Zeitschrittweiten und die resultierenden Gesamtsimulationszeiten zeigt Tabelle 13. Da die Zeitschrittweiten umgekehrt proportional zur Gleitgeschwindigkeit gewählt wurden, ist der zurückgelegte Gleitweg in allen Fällen identisch und beträgt 0,1 m. Dies entspricht einer Umdrehung der Welle.

Tabelle 13: Geschwindigkeitsabhängige Zeitschrittweiten und Gesamtsimulationszeiten in der transienten Simulation

Gleitgeschwindigkeit	Zeitschrittweite	Schrittzahl	Gesamtsimulationszeit
m s^{-1}	10^{-3} s	1	10^{-3} s
1	1	100	100
2	0,5	100	50
4	0,25	100	25

Die Vernetzung des Stiftes sowie der Laufbahn auf der Scheibe erfolgten analog zum Block-on-Ring-Modell mit einer Elementkantenlänge von 0,4 mm. Für die Klemmbacken

und die Scheibe wurde eine Elementkantenlänge von 1 mm, für den Probenhalter und die Unterseite der Welle 1,5 mm verwendet. Die übrigen Bereiche der Welle wurden mit einer Elementkantenlänge von 3 mm vernetzt, um die Rechenzeiten gering zu halten. Die Vernetzung erfolgte für die stationären Simulationen ausschließlich mit thermischen Elementen (SOLID87, SOLID90). Das transiente Modell wurde mit den Multiphysikelementen SOLID226 (hexagonal, 20 Knoten) und SOLID227 (tetragonal, 10 Knoten) vernetzt.

Die Wärmeleitfähigkeiten der Komponenten des Stift-Scheibe-Systems sind in Tabelle 14 gelistet. Da für die transienten Simulationen auch die spezifische Wärmekapazität sowie die Dichte benötigt werden, sind diese ebenfalls aufgeführt. Wie schon beim Block-on-Ring-Modell wurden die Werte als temperaturinvariant angenommen.

Tabelle 14: Wärmeleitfähigkeiten der Komponenten des Stift-Scheibe-Systems

Werkstoff	Bauteile	Wärmeleit-	Spezifische	Dichte	Quelle
		fähigkeit	Wärmekapazität		
		$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	kg m^{-3}	
100Cr6	Gegenkörper	33	460	7800	[169]
AlMgSi	Klemmbacken Probenhalterblock	210	898	2700	[174]
S235	Getriebe Welle	50	490	7850	[172]

4.6.2.3 Bended-Plate-on-Ring-System

Das Modell des Bended-Plate-on-Ring-Prüfstands umfasst die in Abbildung 11 dargestellten Bauteile. Aufgrund der geometrischen Ähnlichkeit wurde für die Abschätzung des Wärmeübergangs an der Welle die gleiche Nußelt-Korrelation verwendet wie im Block-on-Ring-Modell (siehe Abschnitt 5.4.1).

An den Außenflächen des Probenhalters und des Stehlagers wurde natürliche Konvektion gemäß den Gleichungen (27) und (28) berücksichtigt. Am Getriebe sowie an den Unterseiten des Probenhalters und des Stehlagers wurden experimentell ermittelte isotherme Randbedingungen vorgegeben. Für das Getriebe wurden dabei die gleichen geschwindigkeitsabhängigen Temperaturen angenommen wie im Block-on-Ring-Modell (siehe Abschnitt 5.3.1). Die ebenfalls geschwindigkeitsabhängigen Temperaturen an den Unterseiten des Probenhalters und des Stehlagers wurden entsprechend den experimentell ermittelten Temperaturen der Grundplatte (siehe Abschnitt 5.3.4) vorgegeben. Der im Stehlager freigesetzte Reibungswärmestrom wurde anhand eines von der Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Schweinfurt, in [175] vorgeschlagenen Modells berechnet. Es ergeben

sich Werte von 15,1 W bei einer Umfangsgeschwindigkeit der Welle von $0,5 \text{ m s}^{-1}$ sowie 47,8 W bei 1 m s^{-1} . Die Berechnung ist in Anhang E wiedergegeben. Dieser Wärmestrom wurde jeweils zur Hälfte in die innere und die äußere Gleitfläche des Stehlagers eingeleitet.

Da aufgrund der Umschlingung von Grund- und Gegenkörper um 180° die Kontaktfläche zu jeder Zeit die Hälfte des Gegenkörperumfangs einnimmt und damit ungleich größer ist als im Block-on-Ring- oder Stift-Scheibe-System, wurde auf die Anwendung eines Rotationsfaktors verzichtet.

Die Vernetzung von Grund- und Gegenkörper erfolgte mit einer Elementkantenlänge von 0,4 mm. Da die Kunststoffbeschichtung des Grundkörpers jedoch nur 0,2 mm dick ist, wurde ihre Elementkantenlänge in Dickenrichtung auf 0,05 mm festgelegt. Für den Probenhalter, das Wälzlager, die Innenwelle und die Distanzhülsen der Welle wurde eine Elementkantenlänge von 2,5 mm verwendet. Die übrigen Teile wurden mit einer Elementkantenlänge von 5 mm vernetzt. Die Vernetzung erfolgte ausschließlich mit thermischen Elementen (SOLID87, SOLID90). Die Elementorientierung in der Gleitschicht zeigt Abbildung 18. Sie wurde so definiert, dass die Richtung 1 tangential zur Gleitfläche, die Richtung 2 axial und die Richtung 3 radial ausgerichtet ist.

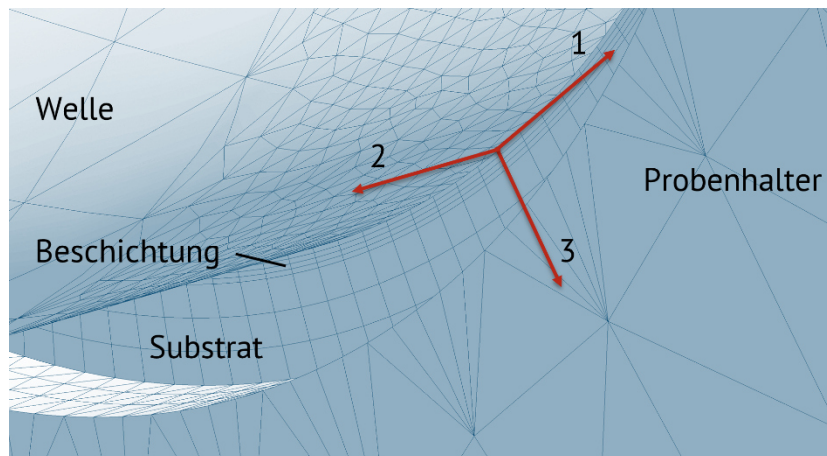


Abbildung 18: Vernetzung von Grund- und Gegenkörper im Bended-Plate-on-Ring-Modell. Das Koordinatensystem zeigt die Elementorientierung im Grundkörper.

Die Wärmeleitfähigkeiten der verwendeten Werkstoffe und ihre Zuordnung zu den Systemkomponenten sind in Anhang F aufgeführt. Die Wärmeleitung durch das Wälzlager wird aufgrund seines komplexen geometrischen Aufbaus durch eine Ersatzwärmeleitfähigkeit beschrieben. Diese wurde durch einen Abgleich der Temperaturmessung am Lagerbock mit den simulierten Temperaturen (siehe Abschnitt 5.4.3) abgeschätzt. Dabei ergab sich ein Wert von $0,4 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$, welcher auch für das Stehlager verwendet wurde.

4.6.2.4 Gleitlagerprüfstand

Das Modell des Gleitlagerprüfstands umfasst die in Abbildung 12 dargestellten Bauteile. Wie auch beim Bended-Plate-on-Ring-Modell wurde aufgrund der geometrischen Ähnlichkeit die gleiche Nußelt-Korrelation für die Abschätzung des Wärmeübergangs an der Welle verwendet wie im Block-on-Ring-Modell (siehe Abschnitt 5.4.1).

An den Außenflächen des Probenhalters und des Stehlagers wurde natürliche Konvektion gemäß den Gleichungen (27) und (28) berücksichtigt. Am Getriebe sowie an den Unterseiten des Probenhalters und des Stehlagers wurden die gleichen experimentell ermittelten isothermen Randbedingungen vorgegeben wie beim Bended-Plate-on-Ring-Modell.

Da die tribologische Kontaktfläche wie im Bended-Plate-on-Ring-System die Hälfte des Gegenkörperumfangs einnimmt, wurde kein Rotationsfaktor angewandt.

Die Vernetzung von Grund- und Gegenkörper erfolgte mit einer Elementkantenlänge von 0,4 mm. Für den Probenhalter, die Innenwelle und die Distanzhülsen der Welle wurde eine Elementkantenlänge von 2,5 mm verwendet. Die übrigen Teile wurden mit einer Elementkantenlänge von 5 mm vernetzt. Die Vernetzung erfolgte ausschließlich mit thermischen Elementen (SOLID87, SOLID90). Die Elementorientierung in der Gleitschicht sowie der Reibungswärmestrom des Stehlagers wurden analog zum Bended-Plate-on-Ring-Modell festgelegt.

Die Wärmeleitfähigkeiten verwendeten Werkstoffe und ihre Zuordnung zu den Systemkomponenten sind in Anhang F aufgeführt. Als Ersatzwärmeleitfähigkeit für das Wälzlager wurde wie beim Bended-Plate-on-Ring-Modell ein Wert von $0,4 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ verwendet.

5 Ergebnisse

5.1 Faserorientierung

Die in den Mikroschliffen erkennbare Orientierung der Kohlenstofffasern zeigt Abbildung 19 am Beispiel der Probenposition 23 (vgl. Anhang C). Erkennbar ist zunächst der höhere Faservolumengehalt von PEEK-4 gegen über PEEK-2 und PEEK-3, der sich in Form einer größeren Zahl erkennbarer Fasern in der Schliffebene äußert. Diese sind im Kern der Platte aus PEEK-4 außerdem stärker entlang der Richtung 2 orientiert als in den anderen beiden Werkstoffen. Zugleich nimmt die Kernschicht hier jedoch lediglich ungefähr die Hälfte der Plattendicke ein, während bei PEEK-3 etwa zwei Drittel und bei PEEK-2 etwa fünf Sechstel der Dicke der Kernschicht zugeordnet werden können.

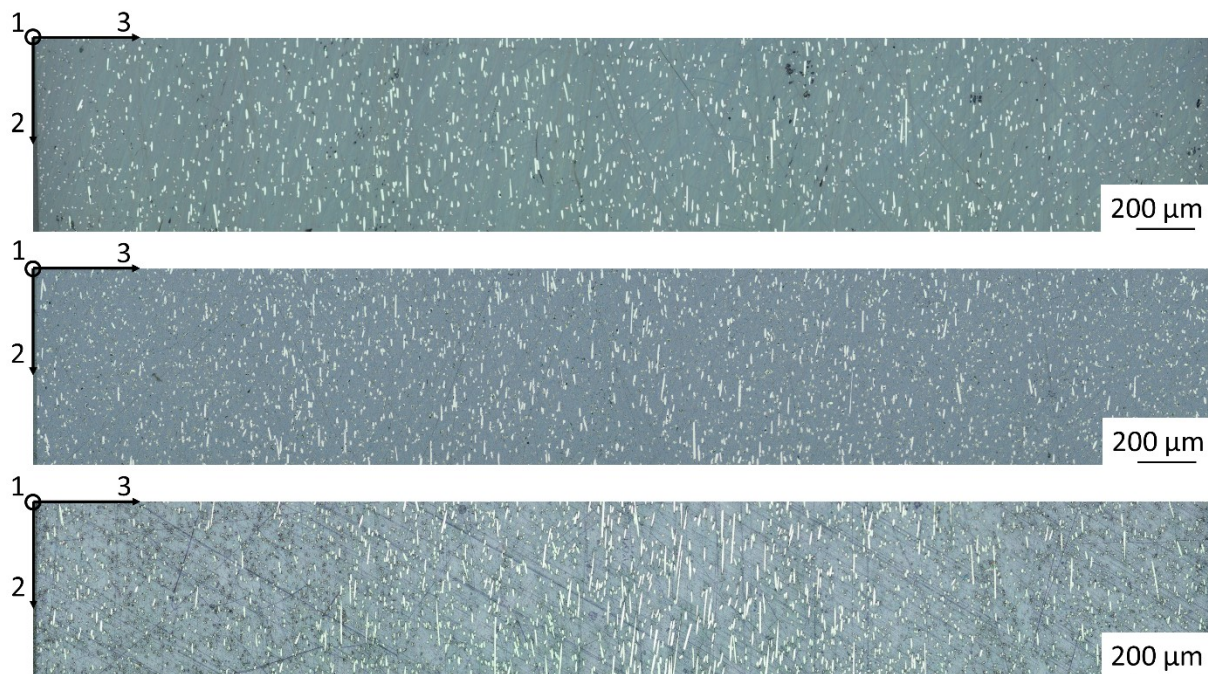


Abbildung 19: Schliffbilder von PEEK-2 (oben), PEEK-3 (mittig) und PEEK-4 (unten) an der Probenentnahmeposition 23. Zu erkennen sind die unterschiedliche Faserausrichtung im Kern gegenüber den Randschichten sowie die unterschiedlichen Anteile der Schichten an der Plattendicke.

Die Orientierungsanteile der Fasern in den Richtungen 1, 2 und 3 entsprechen den Diagonalelementen des Orientierungstensors und sind in Abbildung 20 in Abhängigkeit von der Position innerhalb der spritzgegossenen Platte dargestellt. Dabei sind die Orientierungen über die gesamte Plattendicke gemittelt, da sämtliche Fasern in Rand- und Kernschicht letztlich gemeinsam die makroskopischen Werkstoffeigenschaften beeinflussen. Aufgrund der Symmetrie der Platte und der daraus folgenden Äquivalenz der Positionen

bestimmter Längs- und Querproben sind in der Abbildung jeweils vier Probenpositionen (z.B. die Proben 1, 2, 18 und 20) zusammengefasst.

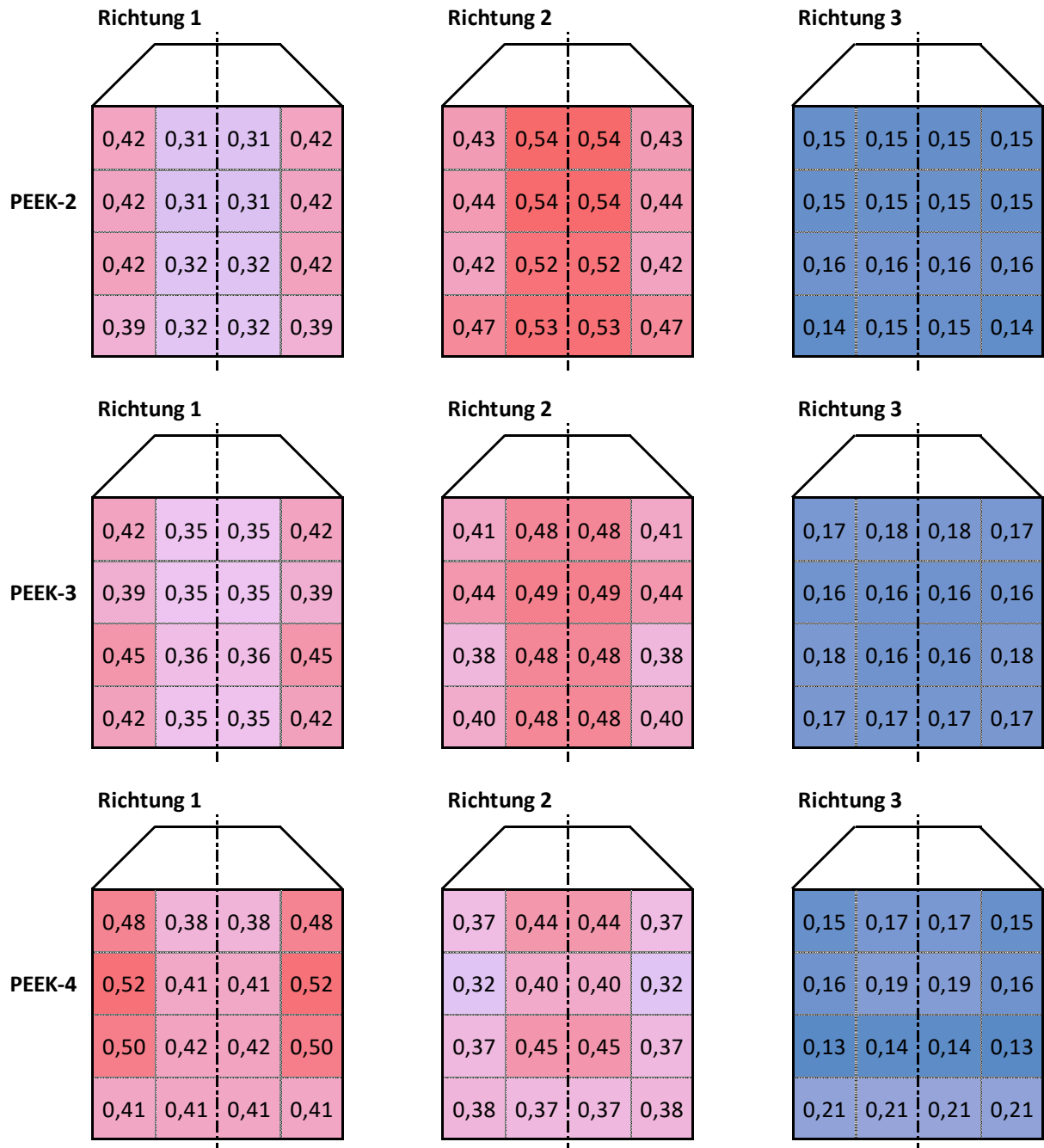


Abbildung 20: Lokale Faserorientierungsanteile in den Richtungen 1 (links), 2 (mittig) und 3 (rechts) in spritzgegossenen Platten aus PEEK-2 (oben), PEEK-3 (mittig) und PEEK-4 (unten)

In der Mitte der Platten, nahe der Symmetrieebene, sind die Fasern am stärksten entlang der Richtung 2 orientiert. Dieser Effekt ist im PEEK-2 besonders deutlich ausgeprägt, im PEEK-4 hingegen am schwächsten. In den Bereichen fern der Symmetrieebene, nahe der seitlichen Begrenzungen der Kavität, stellt sich bevorzugt eine Faserausrichtung in die

Richtung 1 ein, wobei diese in PEEK-4 am deutlichsten ausgeprägt ist, in PEEK-2 und -3 hingegen weniger. Die Orientierungsanteile in der Richtung 3 sind unabhängig vom Werkstoff und der Position innerhalb der Platte jeweils am geringsten. Es werden Orientierungsanteile von 0,13 bis 0,21 erreicht. Auffällig sind die vergleichsweise hohen Werte von PEEK-4 am Ende des Fließweges. In den Mikroschliffen an diesen Positionen – Abbildung 21 zeigt exemplarisch eine Probe von der Entnahmeposition 13 – ist zu erkennen, dass die Fasern in diesem Bereich entlang der erstarrten Schmelzefront ausgerichtet sind.

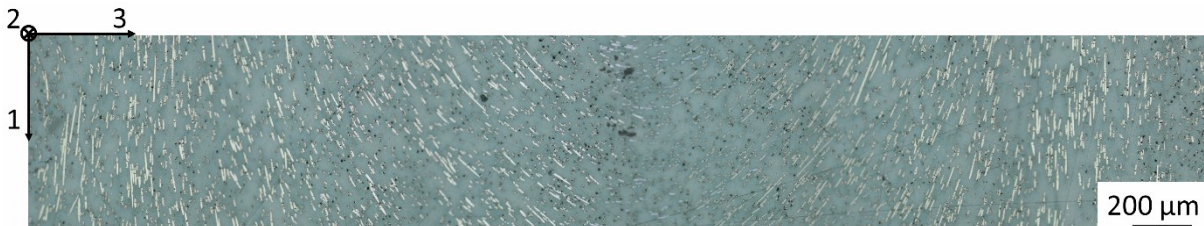


Abbildung 21: Schliiffbild von PEEK-4 an der Probenentnahmeposition 13. Am Ende des Fließweges sind die Fasern entlang der erstarrten Schmelzefront ausgerichtet.

Die Kunststoffbeschichtungen der Bended-Plate-on-Ring-Proben weisen keine unterscheidbaren Schichten entlang der Dickenrichtung auf. Vielmehr wirkt die Orientierungsverteilung weitestgehend einheitlich. Dies ist in Abbildung 22 exemplarisch anhand einer Beschichtung aus PEEK-3 gezeigt. Die Fasern sind bevorzugt in der 1-2-Ebene orientiert, während der Orientierungsanteil in der Richtung 3 vergleichsweise gering ist. Dies spiegelt sich auch in den Diagonalwerten der Orientierungstensenoren für die Beschichtungen aus PEEK-2, -3 und -4 wider, welche in Tabelle 15 angegeben sind.

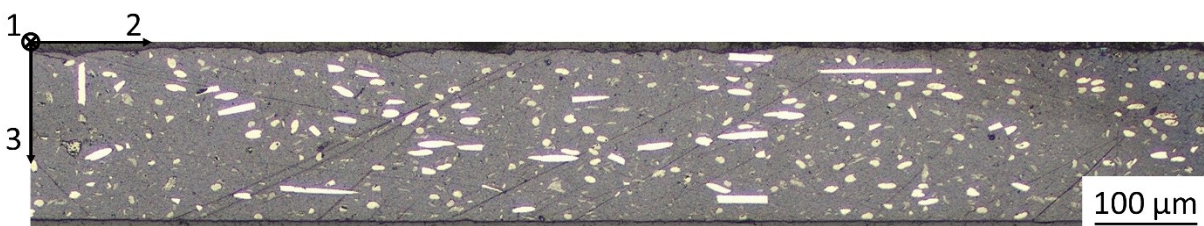


Abbildung 22: Schliiffbild einer Bended-Plate-on-Ring-Beschichtung aus PEEK-3 mit tangentialer Blickrichtung. Die Fasern sind hauptsächlich in der 1-2-Ebene ausgerichtet.

Tabelle 15: Faserorientierungsanteile in den Bended-Plate-on-Ring-Grundkörpern

Werkstoff	O_{11}	O_{22}	O_{33}
PEEK-2	0,46	0,42	0,12
PEEK-3	0,35	0,50	0,15
PEEK-4	0,41	0,52	0,07

Auch in den Gleitlagern aus PEEK-5 sind keine Schichten mit unterschiedlicher Faserorientierung abgrenzbar (Abbildung 23). Neben den Fasern, die im Mikroschliff weiß erscheinen, sind die Festschmierstoffe PTFE (hellgrau) und Graphit (grauschwarz) deutlich zu erkennen. Wie in den Bended-Plate-on-Ring-Beschichtungen sind die Fasern auch hier bevorzugt in der 1-2-Ebene orientiert, während der Orientierungsanteil in der Richtung 3 vergleichsweise gering ist. Die Diagonalwerte des Orientierungstensors sind in Tabelle 16 angegeben.

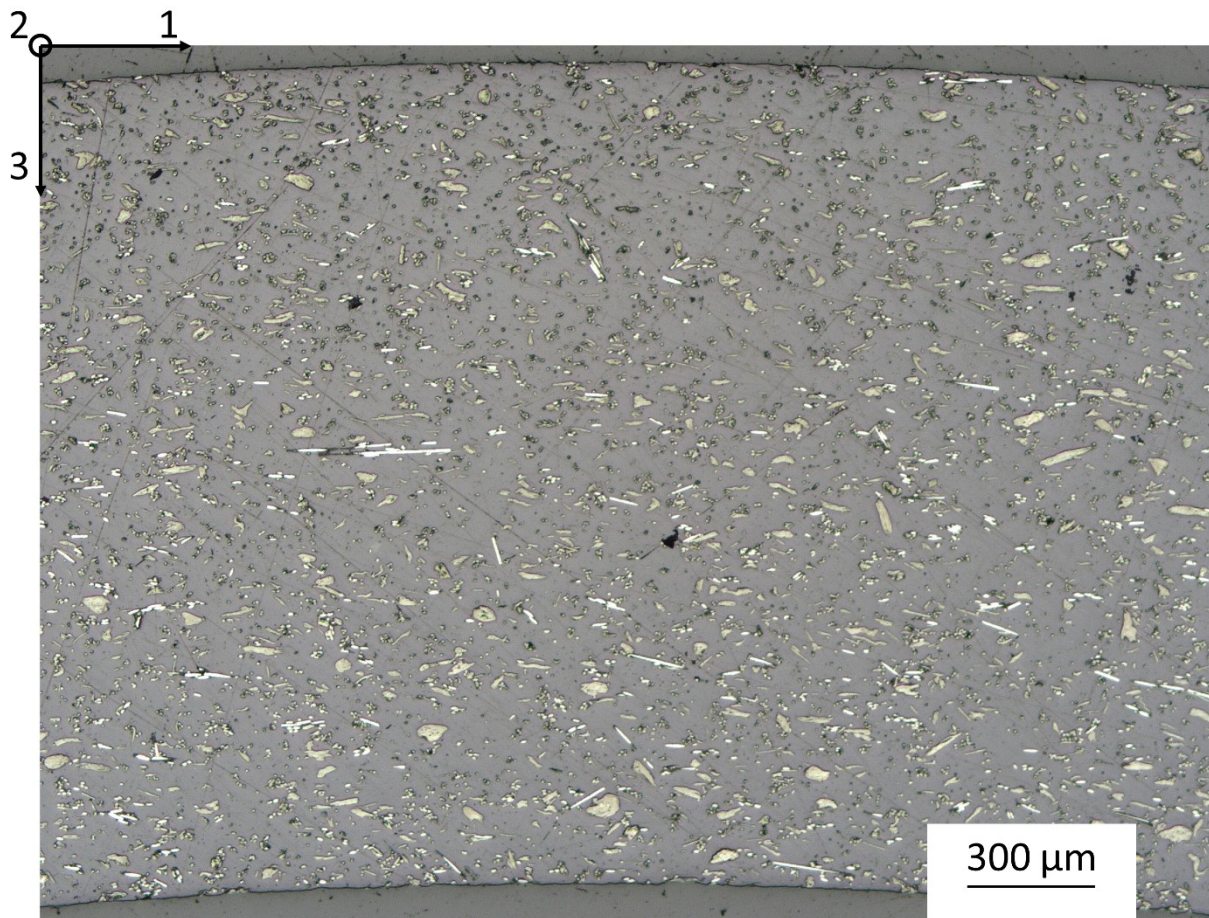


Abbildung 23: Schliffbild eines Gleitlagers aus PEEK-5 mit axialer Blickrichtung. Die Fasern (weiß) sind hauptsächlich in der 1-2-Ebene ausgerichtet. Ebenfalls zu erkennen sind die Festschmierstoffe PTFE (hellgrau) und Graphit (grauschwarz).

Tabelle 16: Faserorientierungsanteile im Gleitlager

Werkstoff	O_{11}	O_{22}	O_{33}
PEEK-5	0,42	0,43	0,15

5.2 Werkstoffeigenschaften

5.2.1 Dichte

Die Dichte der untersuchten Werkstoffe in Abhängigkeit von der Temperatur ist in Abbildung 24 dargestellt. Aufgrund der verwendeten Mischungsregel (vgl. Abschnitt 4.2) sind die Verläufe qualitativ nahezu identisch.

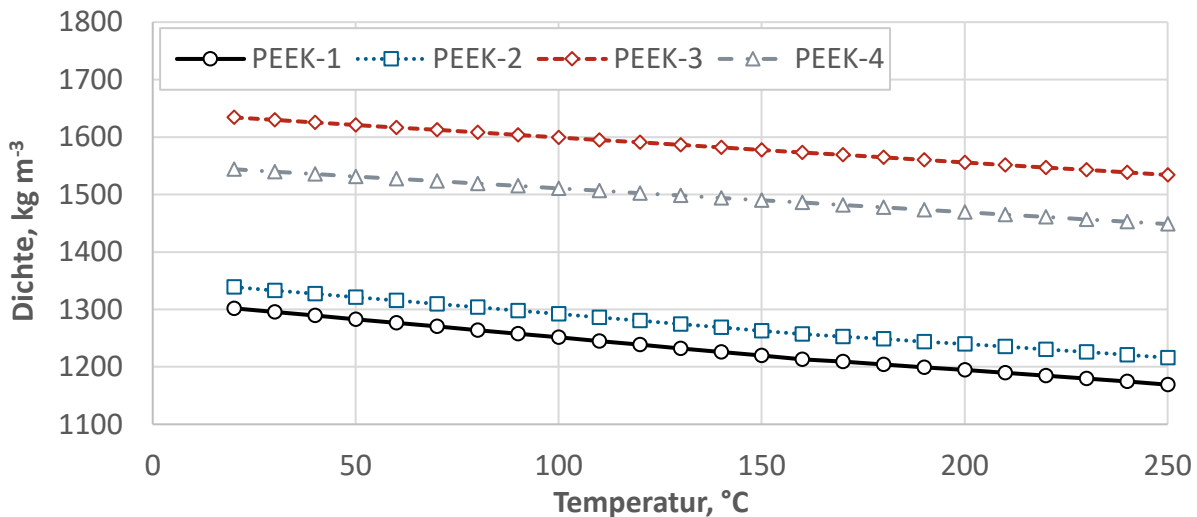


Abbildung 24: Dichte der Werkstoffe PEEK-1, -2, -3 und -4

5.2.2 Spezifische Wärmekapazität

Die mittels quasiisothermer modulierter DSC ermittelten spezifischen Wärmekapazitäten sind in Abbildung 25 über der Temperatur aufgetragen. Die Ergebnisse von PEEK-1 und PEEK-2 stimmen im Rahmen der Streuung weitestgehend überein. Die Verläufe von PEEK-3 und PEEK-4 liegen aufgrund ihres höheren Füllstoffgehaltes auf einem niedrigeren absoluten Niveau und weisen ebenfalls eine weitgehende Überdeckung auf.

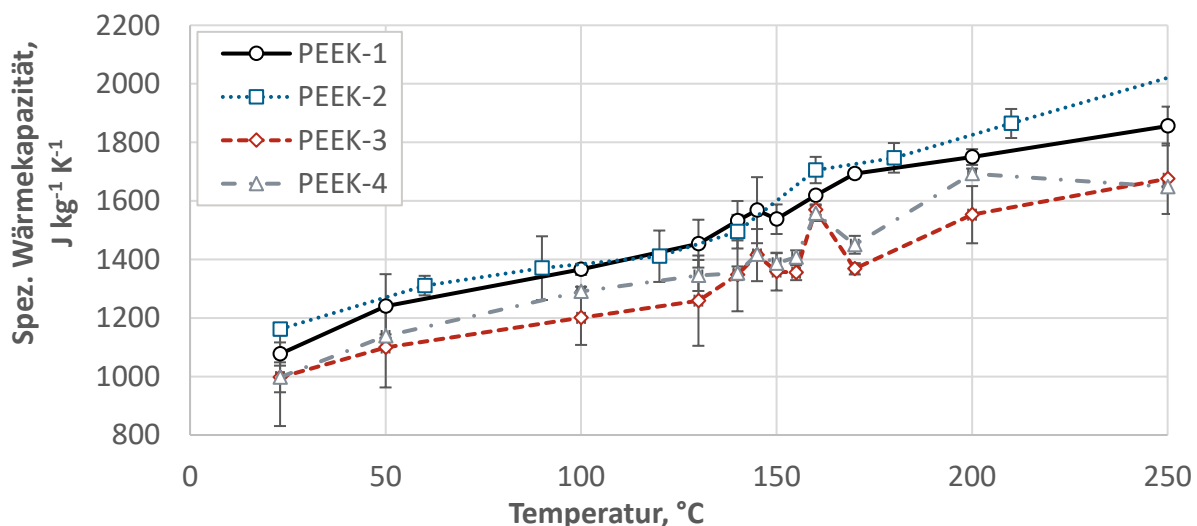


Abbildung 25: Spezifische Wärmekapazitäten der Werkstoffe PEEK-1, -2, -3 und -4

5.2.3 Wärmeleitfähigkeit

Abbildung 26 (links) zeigt die Temperaturleitfähigkeit von PEEK-1. Trotz der verhältnismäßig großen Standardabweichung der Messreihe ist eine näherungsweise lineare Abnahme der Temperaturleitfähigkeit bei steigender Temperatur zu erkennen. Die aus Dichte, spezifischer Wärmekapazität und Temperaturleitfähigkeit anhand von Gleichung (5) errechnete Wärmeleitfähigkeit zeigt Abbildung 26 (rechts). Bei der Berechnung wurden die Ausgangsdaten lokal linear interpoliert. Der resultierende Verlauf der Wärmeleitfähigkeit wurde jeweils unterhalb und oberhalb der Glasübergangstemperatur von 151 °C (vgl. [176]) linearisiert.

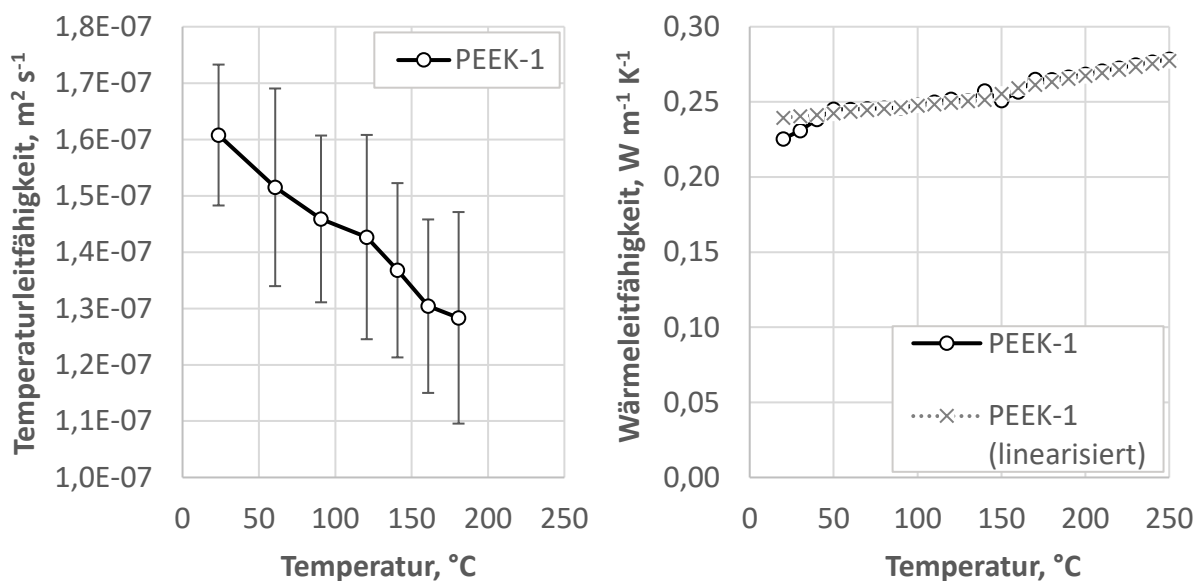


Abbildung 26: Temperatur- (links) und Wärmeleitfähigkeit (rechts) von PEEK-1

Die aus dem Wärmeleitfähigkeitsverlauf von PEEK-1 und den als temperaturunabhängig angenommenen Wärmeleitfähigkeiten der Füll- und Verstärkungsstoffe mit der modifizierten Lewis-Nielsen-Mischungsregel ermittelten anisotropen Wärmeleitfähigkeiten der Compounds PEEK-2 bis PEEK-4 sind sowohl von der lokalen Faserorientierungsverteilung als auch von der Temperatur abhängig. Der Orientierungseinfluss ist in Abbildung 27 für die Wärmeleitfähigkeiten bei Raumtemperatur visualisiert. Deutlich zu erkennen ist die Korrelation zwischen den lokalen Wärmeleitfähigkeiten und den in Abbildung 20 dargestellten Faserorientierungen. Zugleich ist der Einfluss der Werkstoffzusammensetzung ersichtlich. Die niedrigsten Wärmeleitfähigkeiten werden von PEEK-2, welches ausschließlich Kohlenstofffasern enthält, erreicht. PEEK-3 enthält mit Graphit eine zweite stark wärmeleitende Komponente und weist dementsprechend höhere Wärmeleitfähigkeiten auf. Die höchsten Wärmeleitfähigkeiten erzielt PEEK-4, welches zwar kein Graphit, dafür jedoch einen höheren Anteil an Kohlenstofffasern enthält.

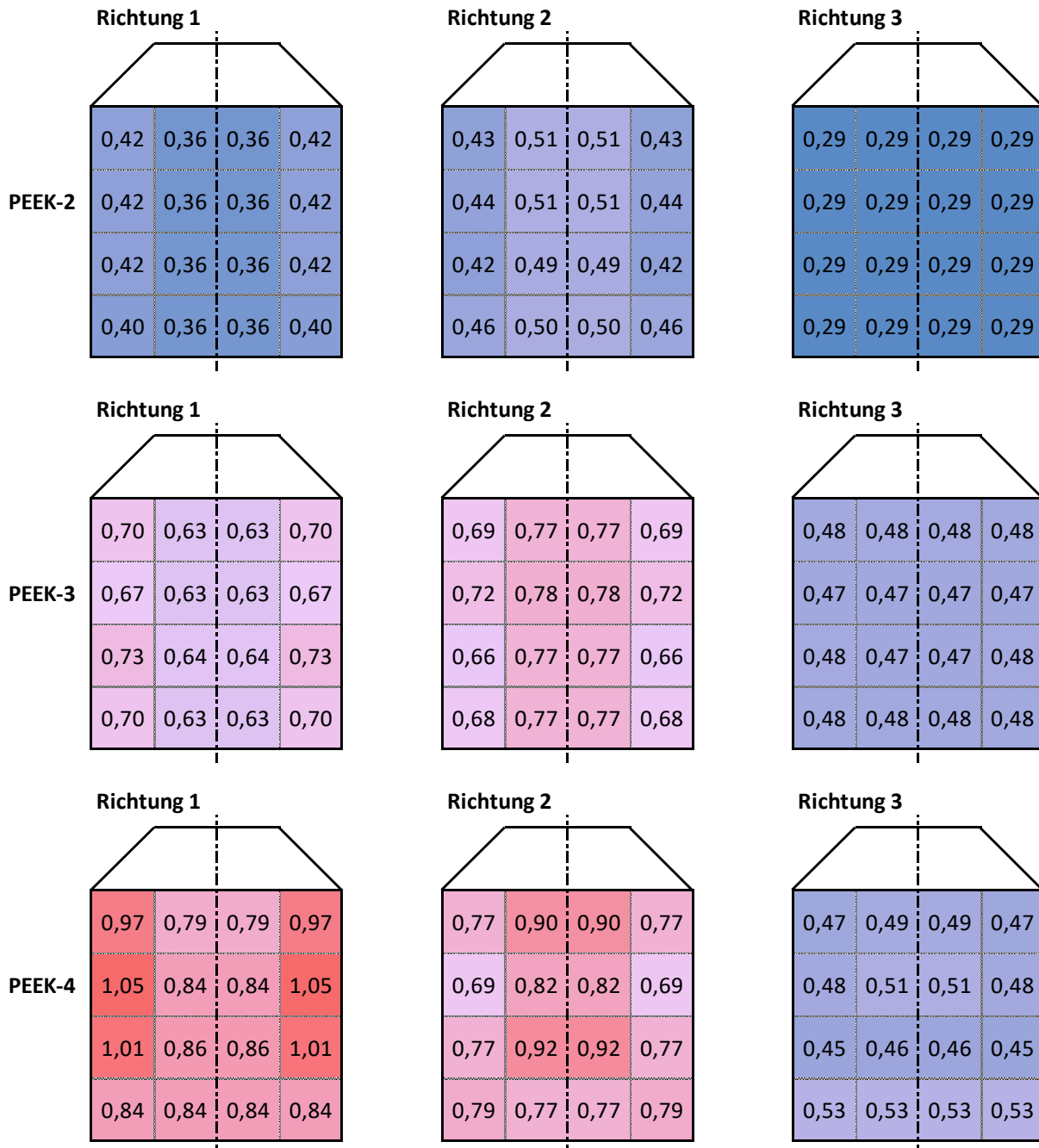


Abbildung 27: Lokale Wärmeleitfähigkeiten in den Richtungen 1 (links), 2 (mittig) und 3 (rechts) in spritzgegossenen Platten aus PEEK-2 (oben), PEEK-3 (mittig) und PEEK-4 (unten)

Die Verläufe der Wärmeleitfähigkeit der Compounds PEEK-2, -3 und -4 über die Temperatur sind in Abbildung 28 am Beispiel der zusammengefassten Proben Nr. 7, 8, 21 und 23 gezeigt. Da die Wärmeleitfähigkeiten der Füll- und Verstärkungsstoffe als temperaturunabhängig angenommen wurden, entsprechen die Verläufe qualitativ dem der Wärmeleitfähigkeit von PEEK 1 (Abbildung 26, rechts). Auch in dieser Darstellung ist die ausgeprägte Richtungsabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit zu erkennen. Auffällig ist zudem

der geringe Unterschied zwischen den Richtungen 1 und 2 bei PEEK-4 an dieser Entnahmeposition. Zusätzlich ist die Wärmeleitfähigkeit unter der Annahme einer isotropen Faserorientierung, berechnet anhand der konventionellen Lewis-Nielsen-Mischungsregel, aufgetragen. Sie liegt bei allen drei Werkstoffen nahe der anisotropen Wärmeleitfähigkeit in der Richtung 1. Bei PEEK-4 liegt zudem auch die Wärmeleitfähigkeit entlang der Richtung 2 in einem ähnlichen Wertebereich.

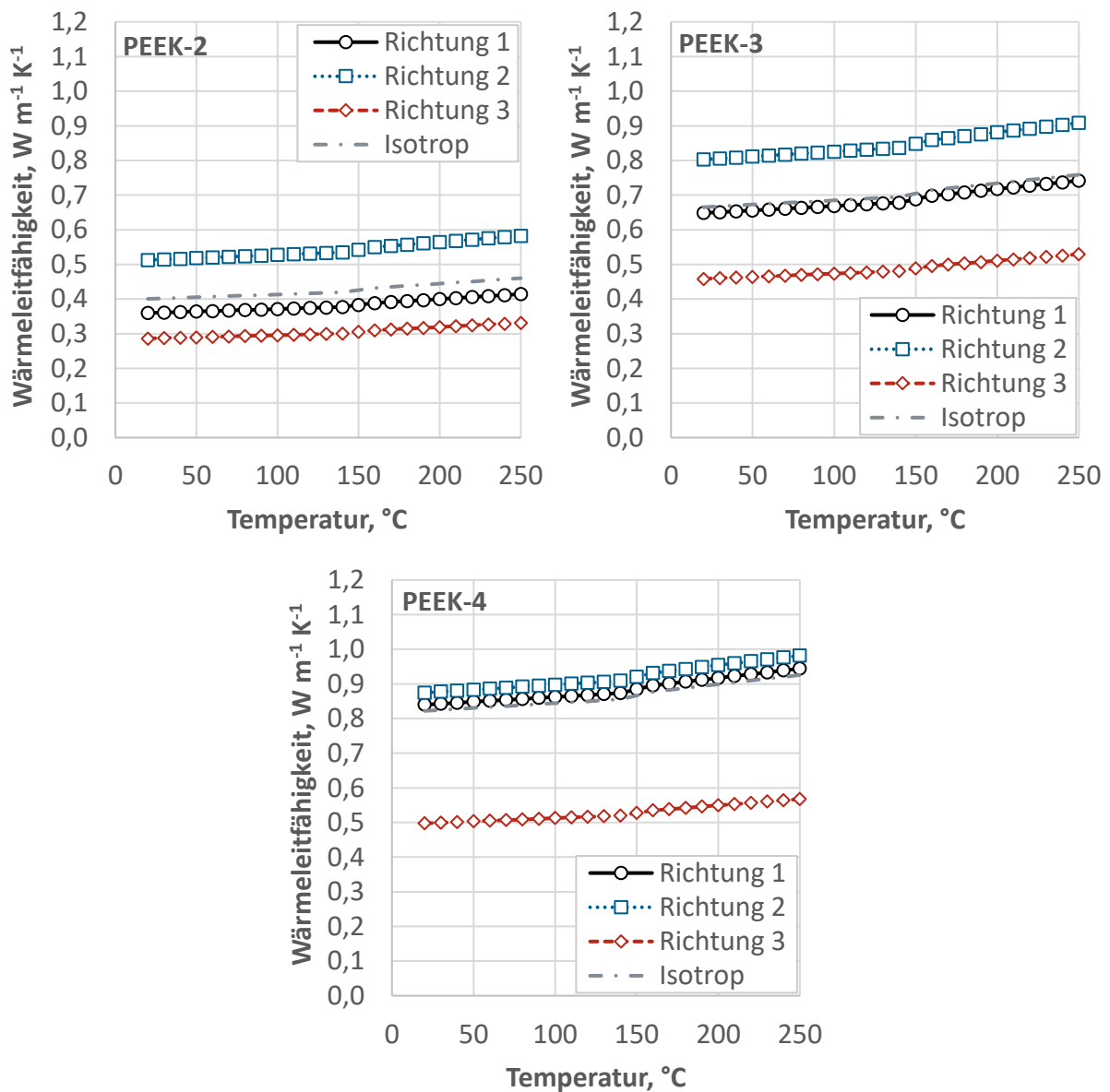


Abbildung 28: Anisotrope Wärmeleitfähigkeiten von PEEK-2 (oben links), PEEK-3 (oben rechts) und PEEK-4 (unten) an der Probenentnahmeposition 7 / 8 / 21 / 23

Die Wärmeleitfähigkeiten der Kunststoffbeschichtungen auf den Bended-Plate-on-Ring-Prüfkörpern sind in Abbildung 29 in Abhängigkeit von der Temperatur dargestellt. Aus den vorgenannten Gründen stimmen die Verläufe auch hier qualitativ mit dem der Wärmeleitfähigkeit von PEEK 1 überein. Die Absolutwerte korrelieren mit den in Tabelle 15

genannten Faserorientierungen. Es ist zu erkennen, dass sich PEEK-2 in der 1-2-Ebene nahezu isotrop verhält, während bei PEEK-3 und -4 die Wärmeleitfähigkeit in der Richtung 2 wesentlich höher ist als in der Richtung 1. Die geringste Wärmeleitfähigkeit wird bei allen drei Compounds in der Dickenrichtung der Beschichtung (Richtung 3) erzielt. Wird eine isotrope Faserorientierung angenommen, liegt die resultierende Wärmeleitfähigkeit für alle Compounds nahe der anisotropen Wärmeleitfähigkeit in der Richtung 1. Bei PEEK-2 kommen jedoch die Werte der Wärmeleitfähigkeit entlang der Richtung 2 dem isotropen Verlauf noch näher.

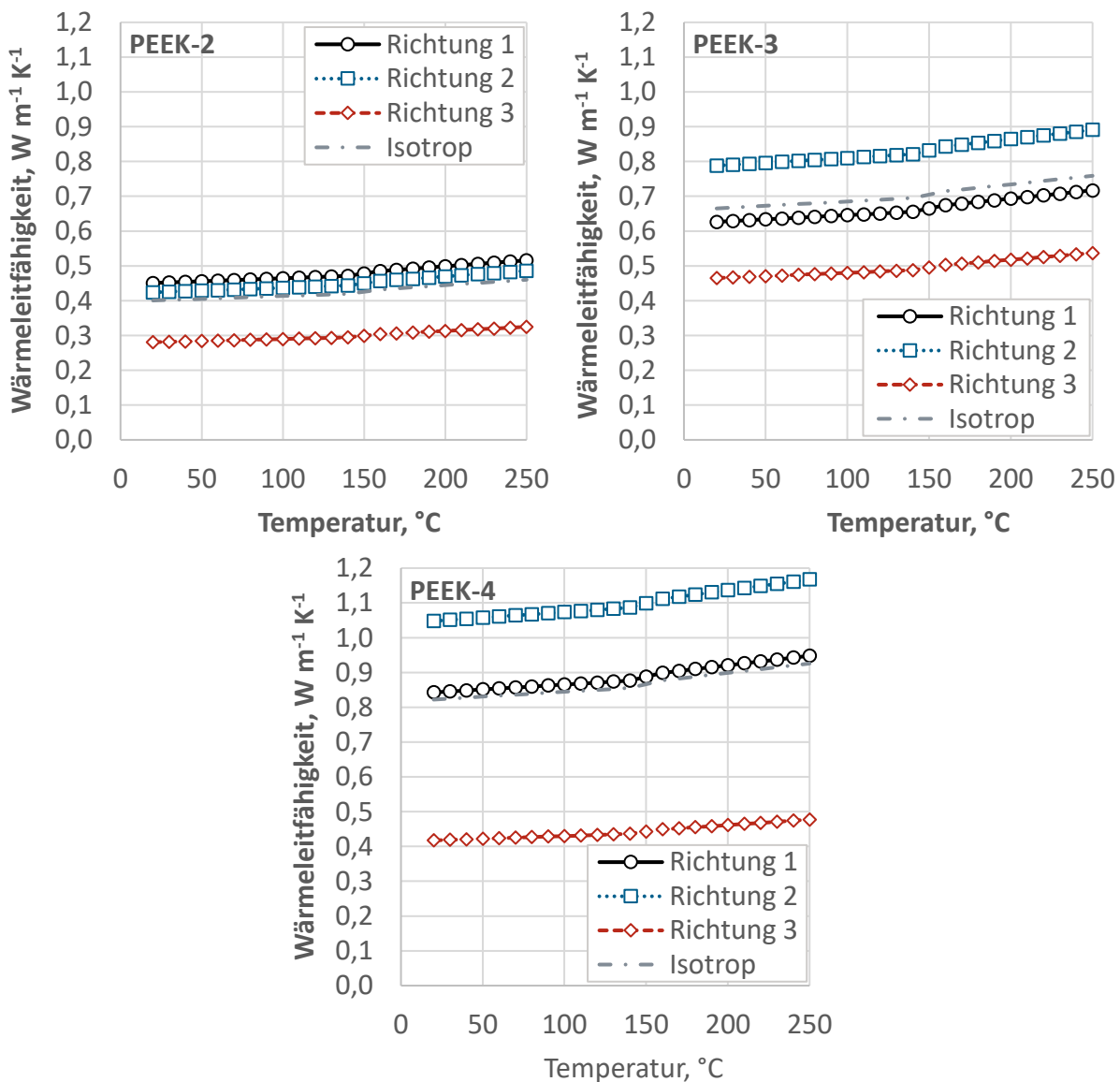


Abbildung 29: Anisotrope Wärmeleitfähigkeiten von Bended-Plate-on-Ring-Grundkörpern aus PEEK-2 (oben links), PEEK-3 (oben rechts) und PEEK-4 (unten)

Die Wärmeleitfähigkeitsverläufe für die Gleitlager aus PEEK-5 sind Abbildung 30 zu entnehmen. Infolge der Faserorientierung sind die Werte in den Richtungen 1 und 2 nahezu

identisch, während in der Richtung 3 eine um etwa ein Drittel niedrigere Wärmeleitfähigkeit auftritt. Die unter der Annahme einer isotropen Faserorientierung berechnete Wärmeleitfähigkeit liegt leicht unterhalb der Werte in den Richtungen 1 und 2.

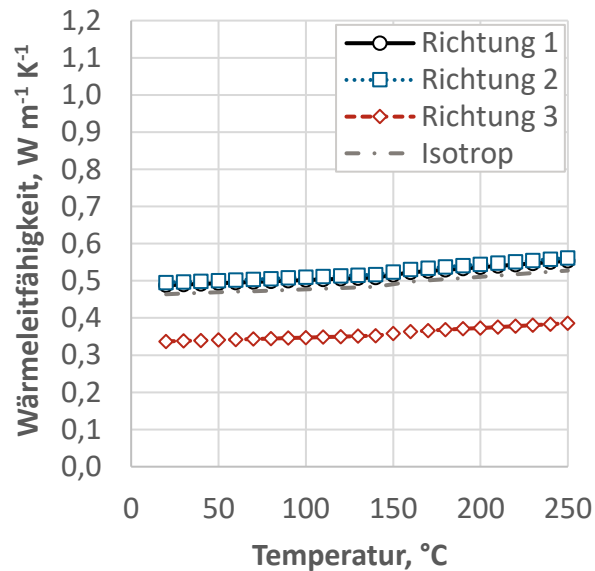


Abbildung 30: Anisotrope Wärmeleitfähigkeiten von Gleitlagern aus PEEK-5

5.2.4 Mechanische Eigenschaften

Die im Zugversuch gemessenen Elastizitätsmoduln und Zugfestigkeiten für PEEK-1, -2, -3 und -4 sind in Tabelle 17 aufgeführt. Die Elastizitätsmoduln sind bei den Compounds in der Richtung 2 höher als in der Richtung 1, was auf den erhöhten Faserorientierungsanteil in dieser Richtung zurückgeführt werden kann. Hinsichtlich der Zugfestigkeit ist nur bei PEEK-4 eine deutliche Erhöhung gegenüber dem ungefüllten PEEK-1 festzustellen.

Tabelle 17: Elastizitätsmoduln und Zugfestigkeiten der Werkstoffe PEEK-1 bis PEEK-4

Werkstoff	Richtung 1		Richtung 2	
	Elastizitätsmodul	Zugfestigkeit	Elastizitätsmodul	Zugfestigkeit
	MPa	MPa	MPa	MPa
PEEK-1	4021 ± 112	108 ± 1	3840 ± 31	108 ± 1
PEEK-2	4842 ± 439	102 ± 8	6045 ± 246	100 ± 7
PEEK-3	6957 ± 238	101 ± 2	8941 ± 563	110 ± 4
PEEK-4	11380 ± 548	157 ± 6	11822 ± 756	164 ± 7

5.3 Tribologisches Verhalten

5.3.1 Block-on-Ring-System

Bei der tribologischen Prüfung in der Block-on-Ring-Konfiguration unter Verwendung aller vier Prüfstellen des Tribometers wurden die in Abbildung 31 dargestellten Reibungskoeffizienten gemessen. Die Reibungskoeffizienten von PEEK-1 und PEEK-2 liegen in einem Wertebereich von 0,38 bis 0,59, wobei keine klare Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der p-v-Kombination zu erkennen ist. PEEK-1 konnte bei 3 MPa und 2 m s^{-1} nicht erfolgreich geprüft werden, da die auftretenden Reibungskräfte die Sicherheitsabschaltgrenze des Prüfstands überschritten. PEEK-3 und PEEK-4 zeigen mit zunehmendem pv-Wert einen degressiven Verlauf des Reibungskoeffizienten. Bei pv-Werten von 1 MPa m s^{-1} und 2 MPa m s^{-1} weist zunächst der Werkstoff PEEK-3 die geringeren Reibungskoeffizienten auf. Ab einem pv-Wert von 3 MPa m s^{-1} wurden hingegen bei PEEK-4 niedrigere Werte gemessen. Der niedrigste Reibungskoeffizient von 0,11 tritt bei PEEK-4 unter einer Last von 1 MPa und 4 m s^{-1} auf, der höchste Wert von 0,59 hingegen bei PEEK-2 unter 3 MPa und 2 m s^{-1} .

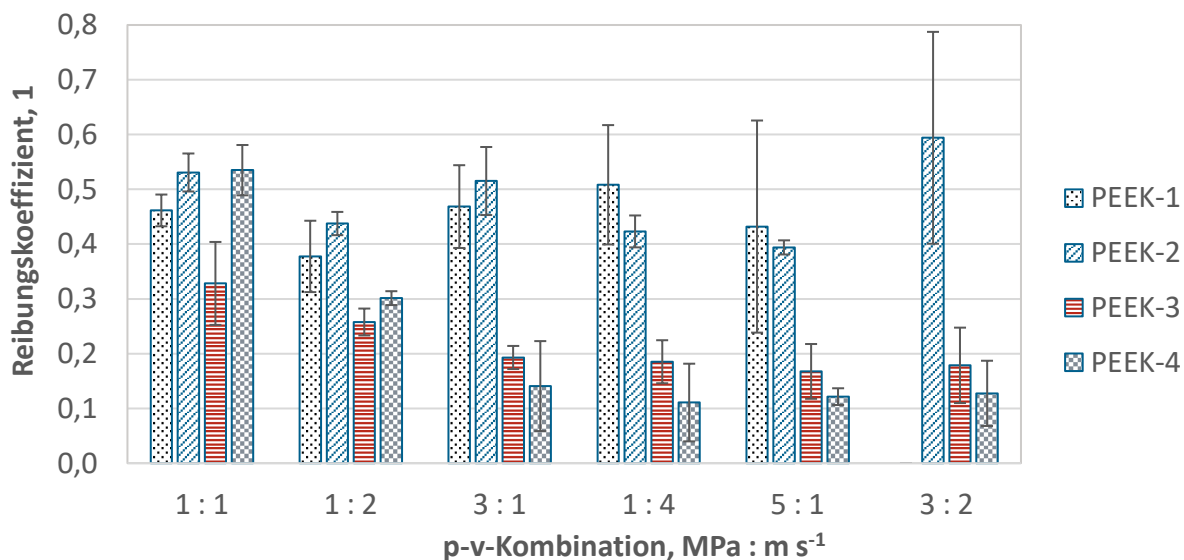


Abbildung 31: Reibungskoeffizienten im Block-on-Ring-Versuch unter Verwendung aller vier Prüfstellen des Tribometers

Bei der Betrachtung der volumetrischen Verschleißkoeffizienten (Abbildung 32) fällt zunächst auf, dass der Verschleiß des ungefüllten PEEK-1 bei den pv-Werten 2 MPa m s^{-1} , 4 MPa m s^{-1} und 5 MPa m s^{-1} um ein Vielfaches höher liegt als bei den faserverstärkten Compounds. Zur Verbesserung der Lesbarkeit sind diese hohen Werte in Abbildung 33 abgeschnitten. Unter den Compounds zeigt PEEK-4 mit Werten zwischen $0,5 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3 \text{ N}^{-1} \text{ m}^{-1}$ und $1 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3 \text{ N}^{-1} \text{ m}^{-1}$ das gleichmäßigste Verhalten. PEEK-2 zeigt

bis zu einem pv-Wert von 5 MPa m s^{-1} ein vergleichbares Verhalten, geht jedoch bei 3 MPa und 2 m s^{-1} in einen instabilen Zustand über, was sich in einem starken Anstieg sowohl des Mittelwertes als auch der Streuung widerspiegelt. Dies ist in abgeschwächter Form auch beim Reibungskoeffizienten zu erkennen. Der Verschleißkoeffizient von PEEK-3 streut ab einem pv-Wert von 4 MPa m s^{-1} ebenfalls vergleichsweise stark.

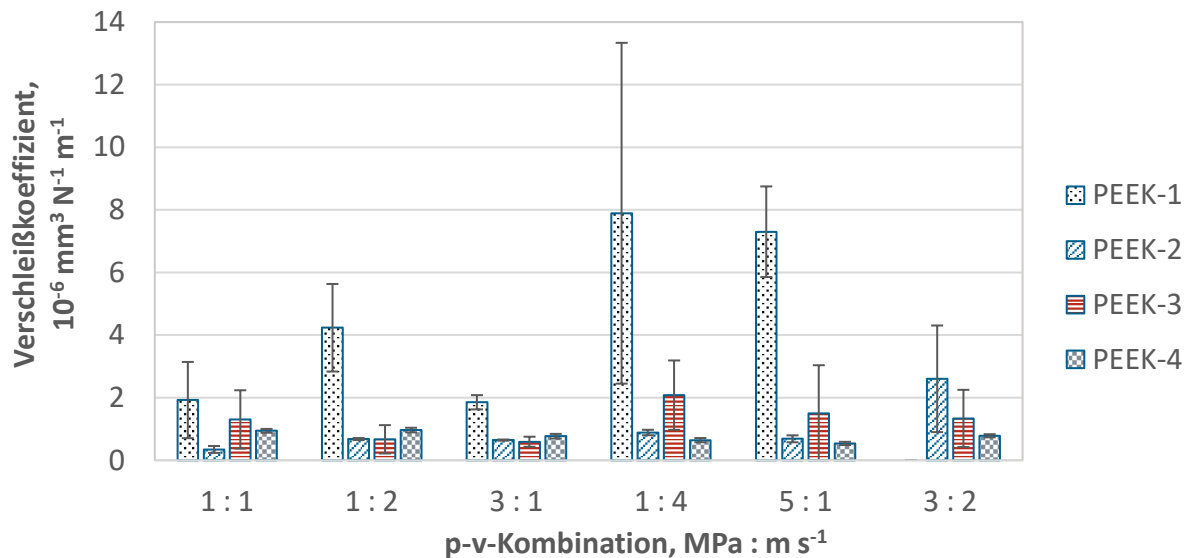


Abbildung 32: Volumetrische Verschleißkoeffizienten im Block-on-Ring-Versuch unter Verwendung aller vier Prüfstellen des Tribometers

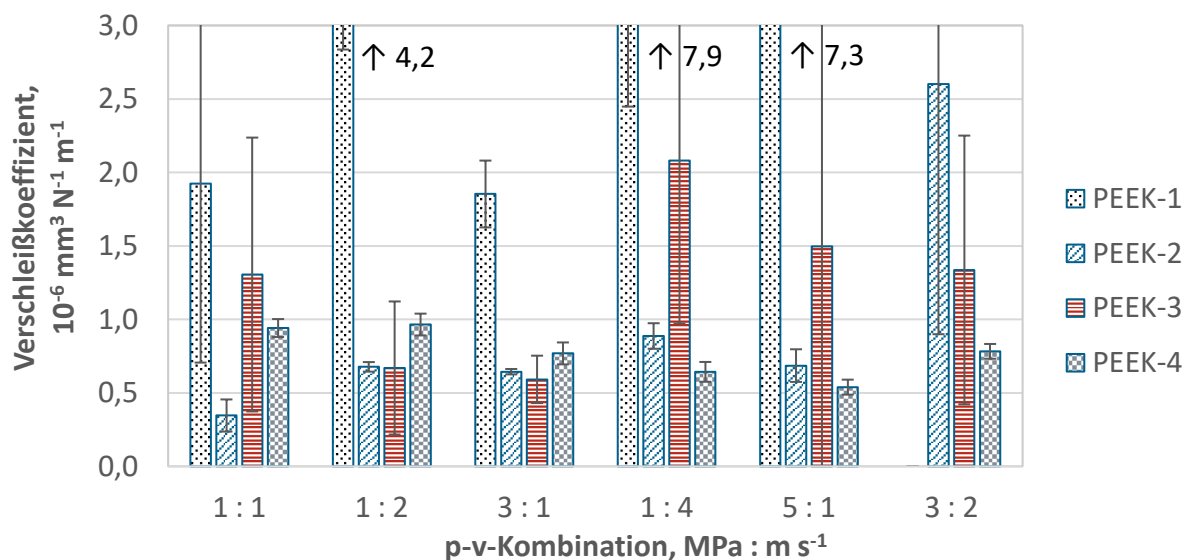


Abbildung 33: Volumetrische Verschleißkoeffizienten im Block-on-Ring-Versuch unter Verwendung aller vier Prüfstellen des Tribometers (vergrößerter Ausschnitt von Abbildung 32)

Die gemessenen Oberflächentemperaturen der Grundkörper zeigen eine steigende Tendenz mit zunehmendem pv-Wert, wobei jedoch die Kombination von 5 MPa und 1 m s^{-1} darstellt. Innerhalb des gleichen Lastniveaus zeigt sich zwischen den verschiedenen

Werkstoffen eine Abhängigkeit der Oberflächentemperatur vom Reibungskoeffizienten, die bei hohen Lasten deutlicher ausgeprägt ist.

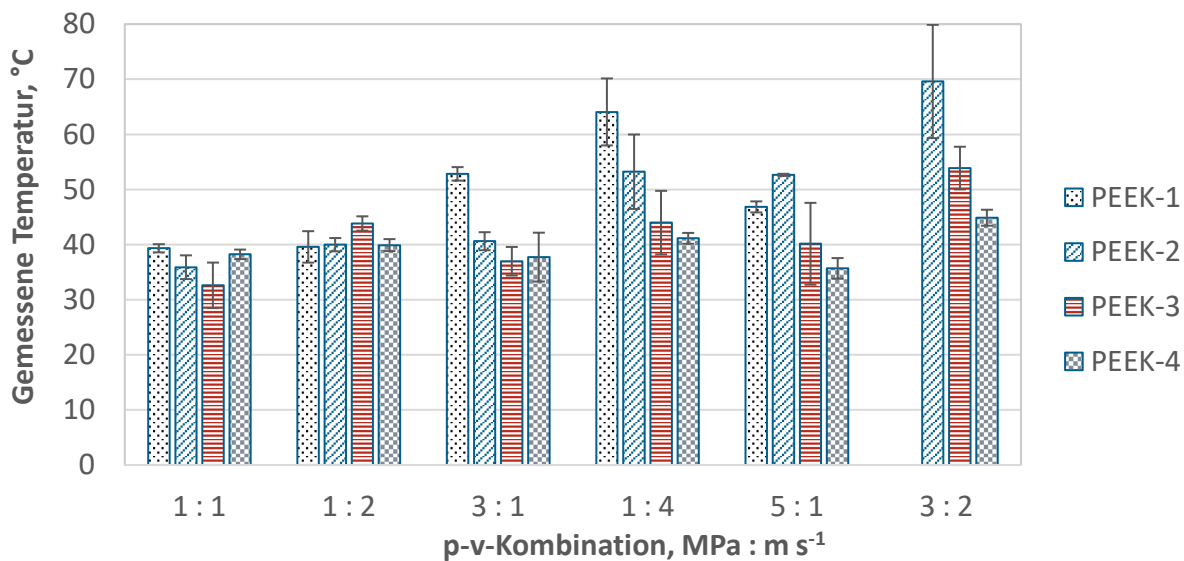


Abbildung 34: Gemessene Oberflächentemperaturen der Grundkörper 1,5 mm oberhalb der Kontaktfläche im Block-on-Ring-Versuch unter Verwendung aller vier Prüfstellen des Tribometers

Wurden nur die beiden inneren Prüfstellen des Tribometers mit Proben bestückt, treten mehrere Unterschiede zu den zuvor beschriebenen Ergebnissen auf. Der Versuch bei 3 MPa und 2 m s⁻¹ konnte mit PEEK-1 nun erfolgreich durchgeführt werden. Zwar liegen die Reibungskoeffizienten (Abbildung 35) von PEEK-1 und PEEK-2 weiterhin ohne eine klare Lastabhängigkeit im gleichen Wertebereich wie zuvor, jedoch werden für PEEK-3 und -4 durchgängig höhere Werte gemessen als im Versuch mit vier Prüfstellen. So liegt der Reibungskoeffizient von PEEK-3 bis zu einem pv-Wert von 4 MPa m s⁻¹ bei etwa 0,4 und sinkt auch unter höherer Last nicht unter 0,25. PEEK-4 erreicht bei pv-Werten von 1 MPa m s⁻¹ und 2 MPa m s⁻¹ niedrigere Reibungskoeffizienten als im Versuch mit vier Prüfstellen, bei allen höheren Lasten stellen sich jedoch auch hier höhere Werte ein.

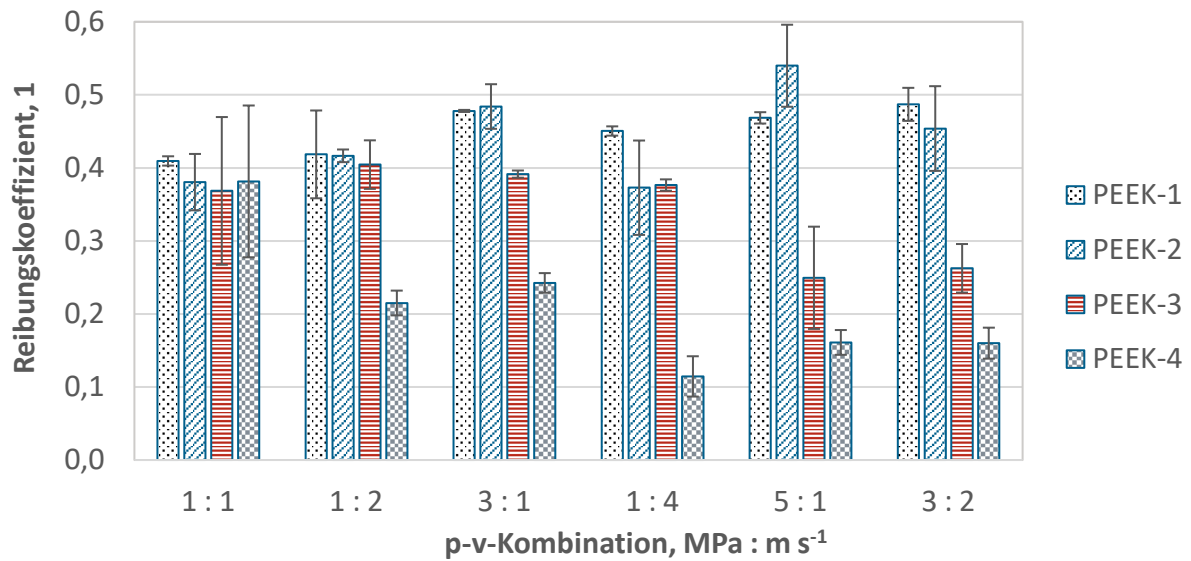


Abbildung 35: Reibungskoeffizienten im Block-on-Ring-Versuch unter Verwendung der beiden inneren Prüfstellen des Tribometers

Der volumetrische Verschleißkoeffizient liegt für PEEK-1 bei pv-Werten von 1 MPa m s⁻¹ und 2 MPa m s⁻¹ erheblich höher als im Versuch mit vier Prüfstellen, bei 5 MPa m s⁻¹ ist er hingegen deutlich geringer. PEEK-3 weist bei den pv-Werten ab 5 MPa m s⁻¹ höhere Verschleißkoeffizienten auf. Das Verschleißverhalten von PEEK-2 und -4 zeigt kaum Abweichungen gegenüber dem Versuch mit vier Prüfstellen, jedoch tritt das instabile Verhalten von PEEK-2 bei 3 MPa und 2 m s⁻¹ nicht auf.

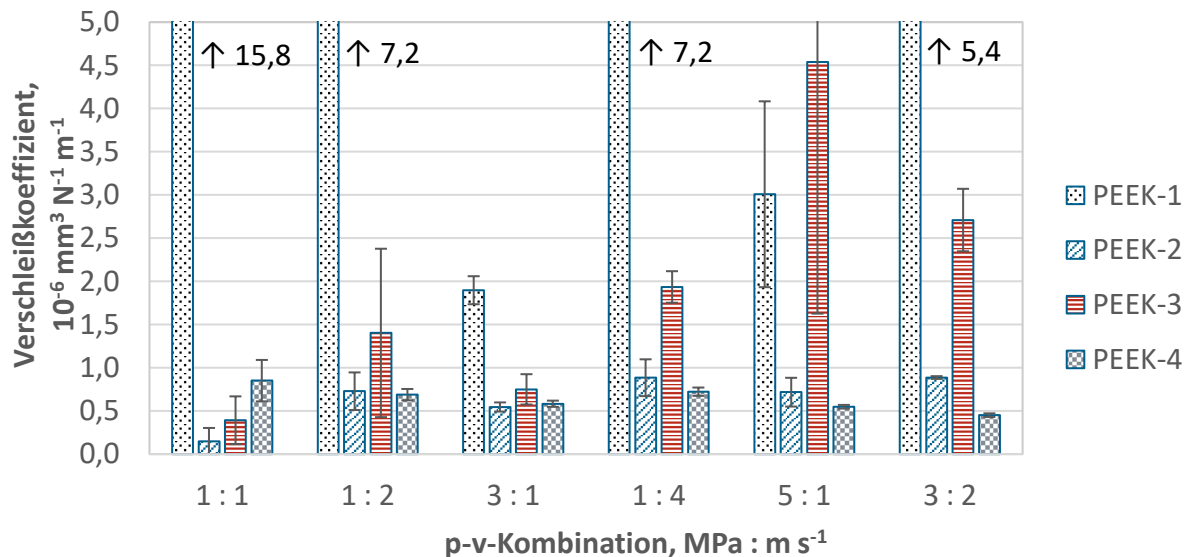


Abbildung 36: Volumetrische Verschleißkoeffizienten im Block-on-Ring-Versuch unter Verwendung der beiden inneren Prüfstellen des Tribometers

Die Oberflächentemperaturen der Grundkörper sind denen im Versuch mit vier Prüfstellen qualitativ sehr ähnlich. Allerdings sind die absoluten Temperaturen ab einem pv-Wert

von 4 MPa m s^{-1} niedriger, was auf die ausbleibende Wärmezufuhr eines zweiten Prüfkörpers auf der gleichen Welle zurückgeführt werden kann.

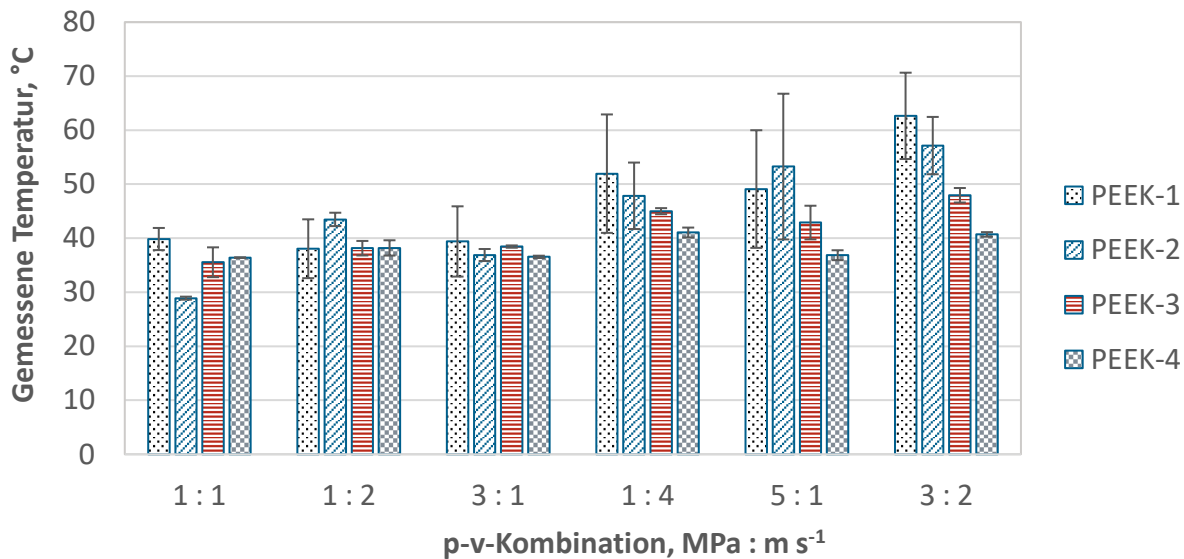


Abbildung 37: Gemessene Oberflächentemperaturen der Grundkörper 1,5 mm oberhalb der Kontaktfläche im Block-on-Ring-Versuch unter Verwendung der beiden inneren Prüfstellen des Tribometers

Die versuchsbegleitenden thermographischen Aufnahmen der Block-on-Ring-Versuche mit PEEK-2 und die Positionen der Messpunkte sind in Abbildung 38 am Beispiel der Lastkombination von 5 MPa und 1 m s^{-1} gezeigt. Es ist zu erkennen, dass die gemessenen Temperaturen, insbesondere an der Welle, im Versuch mit vier genutzten Prüfstellen (links) wesentlich höher sind als im Versuch mit nur zwei belegten Prüfstellen (rechts). Eine Gesamtübersicht der gemessenen Temperaturen am Hebel (T_H), an der Wellenstirnseite (T_W) und am Getriebe (T_G) sowie die Raumtemperatur gibt Tabelle 18. Die Temperaturen am Hebel oberhalb des Kraftaufnehmers liegen jeweils nahe der Raumtemperatur. In den Simulationsmodellen wird daher, wie in Abschnitt 4.6.2.1 beschrieben, die Raumtemperatur als isotherme Randbedingung an der Oberseite des Kraftaufnehmers aufgebracht. Hinsichtlich der Getriebetemperaturen ist eine deutliche Geschwindigkeitsabhängigkeit zu erkennen. Die Mittelwerte der bei identischen Geschwindigkeiten gemessenen Temperaturen wurden daher als isotherme Randbedingung am Getriebe vorgegeben. Diese betragen 33 °C bei 1 m s^{-1} , 38 °C bei 2 m s^{-1} sowie 48 °C bei 4 m s^{-1} . Im betrachteten Geschwindigkeitsbereich liegt also eine lineare Abhängigkeit der Getriebetemperatur von der Geschwindigkeit vor.

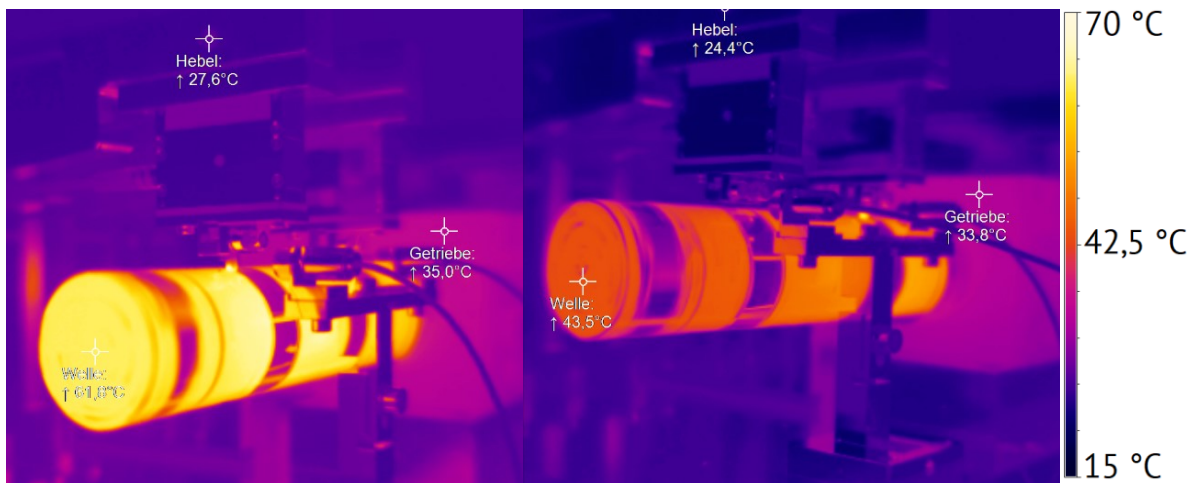


Abbildung 38: Thermographische Aufnahme des Block-on-Ring-Prüfstands bei der Prüfung von PEEK-2 unter einer Last von 5 MPa und 1 m s⁻¹. Links: Nutzung aller Prüfstellen. Rechts: Nutzung der inneren Prüfstellen.

Tabelle 18: Übersicht der thermographisch gemessenen Temperaturen bei der Prüfung von PEEK-2 auf dem Block-on-Ring-Prüfstand

p	v	Anzahl Prüfstellen	T_H	T_W	T_G	T_∞
MPa	m s ⁻¹	1	°C	°C	°C	°C
1	1	4	26,9	38,7	32,9	27
1	2	4	26	41	37,1	26
3	1	4	26,8	46,5	33,6	25
1	4	4	27,6	51,5	48,7	25
5	1	4	27,5	61,8	35,0	26,8
3	2	4	27,6	72,2	40,9	27,6
1	1	2	25,7	29,7	30,8	24,8
1	2	2	23,9	33	36,5	22
3	1	2	24,1	34,9	31,7	25
1	4	2	26,8	36,2	47,3	23,5
5	1	2	26,1	43,5	33,8	25,5
3	2	2	28,4	44,3	38,5	27,5

Abbildung 39 und Abbildung 40 zeigen mikroskopische Aufnahmen der Grundkörper-Lauflächen nach Versuchen unter 1 MPa und 1 m s⁻¹ sowie 5 MPa und 1 m s⁻¹. Dabei sind in Abbildung 39 rein lichtmikroskopische Aufnahmen von PEEK-1 dargestellt, in Abbildung 40 hingegen für sämtliche Compounds jeweils die Überlagerung einer lichtmikroskopischen Aufnahme und farbkodierter Höheninformationen, welche mittels Laserscanning-Mikroskopie ermittelt wurden. Bei PEEK-1 ist unter der geringen Last die Oberfläche

leicht gerillt und weist in diversen Bereichen großflächige, geschuppte Anhaftungen auf. Unter höherer Last erscheint die Gleitfläche hingegen im Rahmen der Messgenauigkeit glatt, mit Ausnahme des Bereichs in der Nähe der Auslaufkante. Material ist in Form eines Films aus dem Kontakt ausgetreten. Auf den Gleitflächen von PEEK-2 sind die Verstärkungsfasern deutlich sichtbar. Bei beiden Lastniveaus sind vereinzelte Faserbrüche zu erkennen. Ausgehend von den Bruchstellen ziehen sich Riefen entlang der Gleitrichtung durch die ansonsten glatte Matrix. Unter der höheren Pressung sind die Kohlenstofffasern gegenüber der Matrix geringfügig erhaben. PEEK-3 weist unter 1 MPa und 1 m s^{-1} eine verhältnismäßig glatte Oberfläche auf, die nur vereinzelt von Riefen durchzogen ist. Bei 5 MPa und 1 m s^{-1} sind hingegen größere Ausbrüche und breitere Riefen in der Gleitfläche zu erkennen. Unter beiden Lastniveaus haben sich vor den an der Oberfläche liegenden Fasern Anhäufungen von Partikeln gebildet. Die Gleitfläche von PEEK-4 ist unter niedriger Last von einigen Riefen durchzogen, bei höherer Pressung hingegen durchgehend glatt. Vor den Fasern befinden sich in beiden Fällen Ansammlungen von Partikeln.

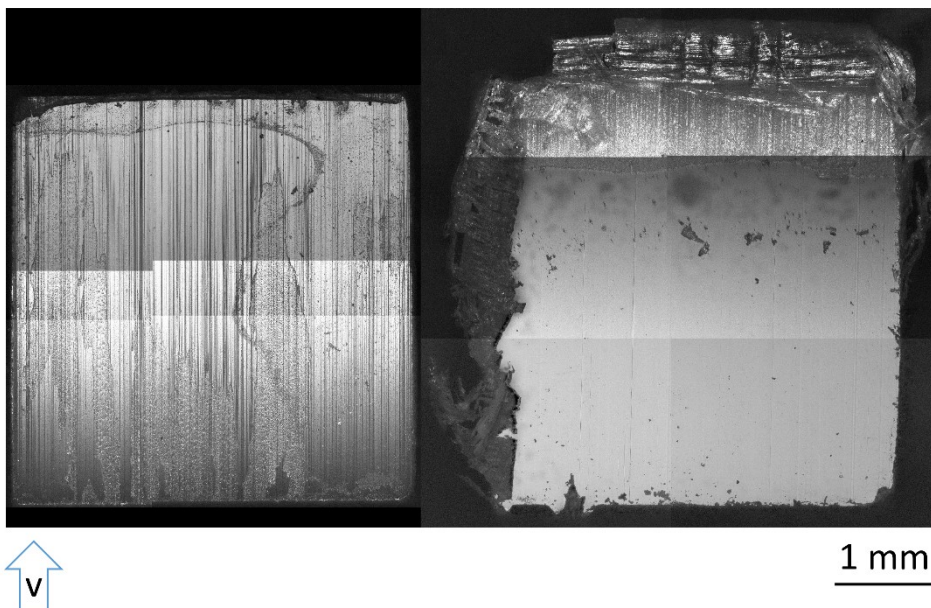


Abbildung 39: Lichtmikroskopische Aufnahme der Laufflächen von Block-on-Ring-Grundkörpern aus PEEK-1 nach Versuchen unter 1 MPa und 1 m s^{-1} (links) sowie 5 MPa und 1 m s^{-1} (rechts) bei Verwendung aller vier Prüfstellen

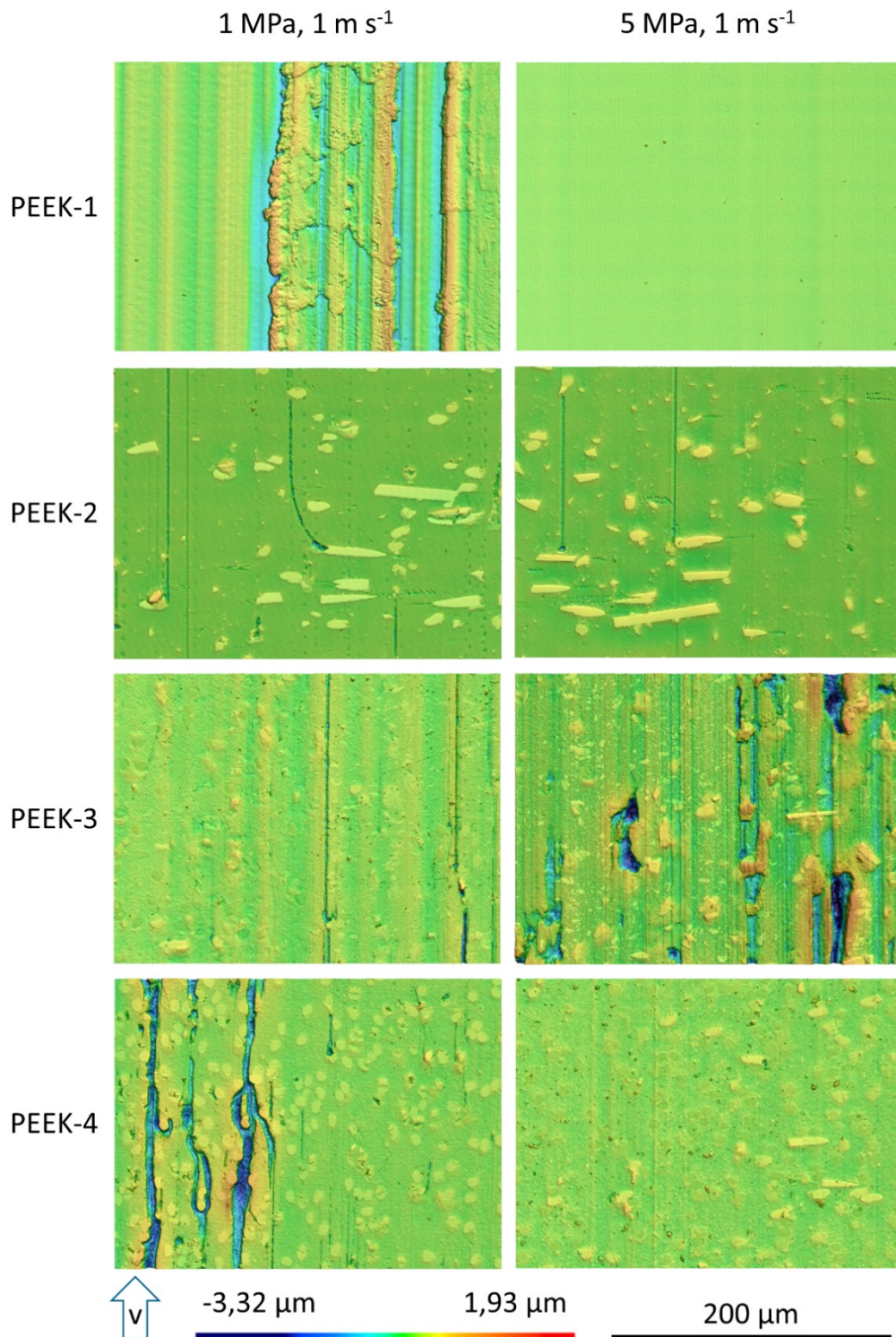


Abbildung 40: Laserscanning-Aufnahmen der Laufflächen von Block-on-Ring-Grundkörpern nach Versuchen unter 1 MPa und 1 m s^{-1} (links) sowie 5 MPa und 1 m s^{-1} (rechts) bei Verwendung aller vier Prüfstellen

Der in den Temperatursteigerungsversuchen ermittelte Verlauf des Reibungskoeffizienten von PEEK-1 über die Temperatur ist in Abbildung 41 für verschiedene Pressungen (links) und Gleitgeschwindigkeiten (rechts) aufgetragen. Die Kurven wurden durch Mittelwertbildung aus jeweils zwei Versuchen ermittelt. Bei der Lastkombination von 1 MPa

und 1 m s^{-1} verhardt der Reibungskoeffizient von Versuchsbeginn bis zu einer Gegenkörpertemperatur von etwa 130°C bei Werten um 0,5. Bei weiterer Erhöhung der Temperatur fällt der Reibungskoeffizient rapide bis auf einen Wert von etwa 0,3 ab. Im Temperaturbereich zwischen 140°C und 180°C bleibt dieser Wert näherungsweise konstant und steigt anschließend wieder bis auf einen Wert von 0,6 bei 220°C . Bei Erhöhung der Pressung auf 3 MPa ändert sich der Verlauf nur geringfügig. Der finale Anstieg des Reibungskoeffizienten beginnt etwas später und erreicht bei 220°C lediglich einen Wert von 0,4. Eine weitere Erhöhung auf 5 MPa führt zu einer Verschiebung des steilen Absinkens des Reibungskoeffizienten zu einer um etwa 10°C niedrigeren Temperatur. Der Anstieg bei hohen Temperaturen bleibt aus, stattdessen sinkt der Reibungskoeffizient weiter bis auf einen Wert von 0,2. Die Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit auf 2 m s^{-1} führt bei 130°C zum Absinken des Reibungskoeffizienten bis auf 0,2. Der Anstieg bei Temperaturen um 180°C ist stärker ausgeprägt und reicht bis zu einem Reibungskoeffizienten von etwa 0,8. Liegt die Gleitgeschwindigkeit bei 4 m s^{-1} , tritt ein gänzlich unterschiedlicher Verlauf auf: Nach einer kurzen Phase mit einem Reibungskoeffizienten von 0,5 kommt ab etwa 100°C zu starken Schwankungen der Messwerte in einem Bereich zwischen 0,6 und 0,8. Bei etwa 150°C steigt der Reibungskoeffizient rapide bis auf 1,2 an und fällt im Anschluss, weiterhin stark schwankend, bis auf einen Wert von 0,8 bei 220°C ab.

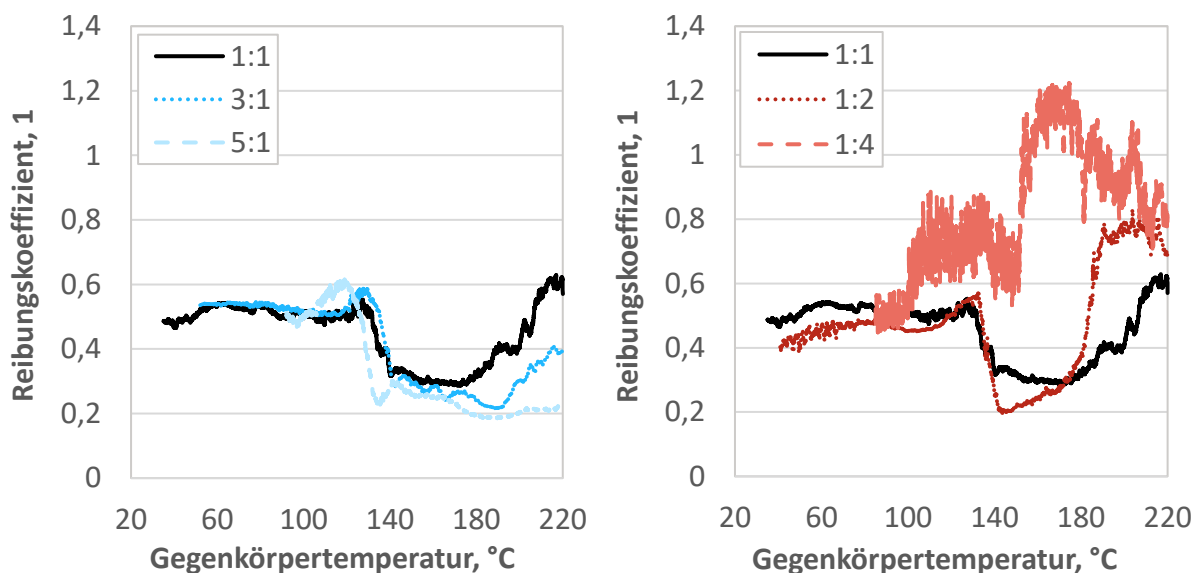


Abbildung 41: Reibungskoeffizient von PEEK-1 im Temperatursteigerungsversuch bei verschiedenen Pressungen (links) und Gleitgeschwindigkeiten (rechts)

Der temperaturabhängige Verlauf der Reibungskoeffizienten von PEEK-2 (Abbildung 42) ähnelt bei 1 MPa und 1 m s^{-1} qualitativ dem von PEEK-1. Ausgehend von einem Wert von etwa 0,55 fällt der Reibungskoeffizient ab einer Temperatur von 110°C allmählich bis auf einen Wert von 0,45 ab und steigt schließlich ab 170°C wieder an, bis bei 220°C ein Wert

von 0,64 erreicht wird. Bei höheren Pressungen ist der Verlauf insgesamt zu niedrigeren Reibungskoeffizienten hin verschoben. Er beginnt bei einem Reibungskoeffizienten von 0,5, fällt bis auf ca. 0,25 und steigt anschließend bis auf einen Wert von 0,4 wieder an. Die anfängliche Abnahme des Reibungskoeffizienten setzt mit ansteigender Pressung bei immer niedrigeren Temperaturen ein. Bei einer Gleitgeschwindigkeit von 2 m s^{-1} steigt der Reibungskoeffizient zunächst von etwa 0,4 bis auf einen Wert von 0,47 bei 100°C an. Anschließend sinkt der Reibungskoeffizient bis auf einen Wert von 0,35 bei 160°C . Ab etwa 190°C steigt der Reibungskoeffizient wieder an und erreicht bei 220°C einen Wert von knapp 0,5. Liegt die Gleitgeschwindigkeit bei 2 m s^{-1} , liegt der Reibungskoeffizient zu Beginn der Beheizung ebenfalls bei 0,4. Bei einer Gegenkörpertemperatur von etwa 100°C setzt ein starker Abfall des Reibungskoeffizienten bis auf einen Wert von 0,2 ein. Oberhalb von 180°C steigt der Reibungskoeffizient wieder an. Ab etwa 210°C stimmt der Kurvenverlauf näherungsweise dem bei 2 m s^{-1} beobachteten Verlauf überein.

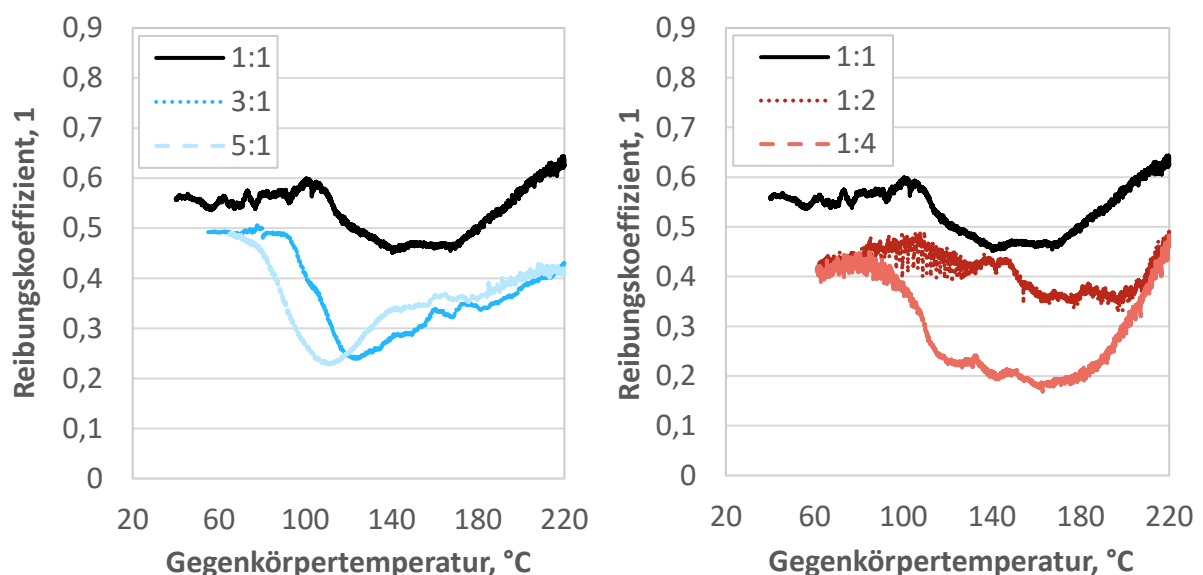


Abbildung 42: Reibungskoeffizient von PEEK-2 im Temperatursteigerungsversuch bei verschiedenen Pressungen (links) und Gleitgeschwindigkeiten (rechts)

Der Reibungskoeffizient von PEEK-3 (Abbildung 43) beginnt im Temperatursteigerungsversuch ausgehend von einem Wert von 0,38 bereits kurz nach dem Einsetzen der Beheizung zu sinken. Nach Erreichen eines Wertes auf 0,18 bei 100°C steigt der Reibungskoeffizient kurzzeitig wieder an, sinkt anschließend jedoch weiter bis auf einen Wert von etwa 0,1. Um 180°C steigt der Reibungskoeffizient erneut und liegt am Ende des Versuchs bei 0,15. Eine höhere Pressung führt zum Verschwinden des lokalen Maximums des Reibungskoeffizienten bei 120°C . Der Verlauf verschiebt sich zudem nach unten, sodass bei einer Pressung von 5 MPa ein minimaler Reibungskoeffizient von 0,07 erreicht wird. Die

Auswirkungen höherer Gleitgeschwindigkeiten sind qualitativ vergleichbar, jedoch noch stärker ausgeprägt. So sinkt der Reibungskoeffizient bei 4 m s^{-1} bis auf 0,03.

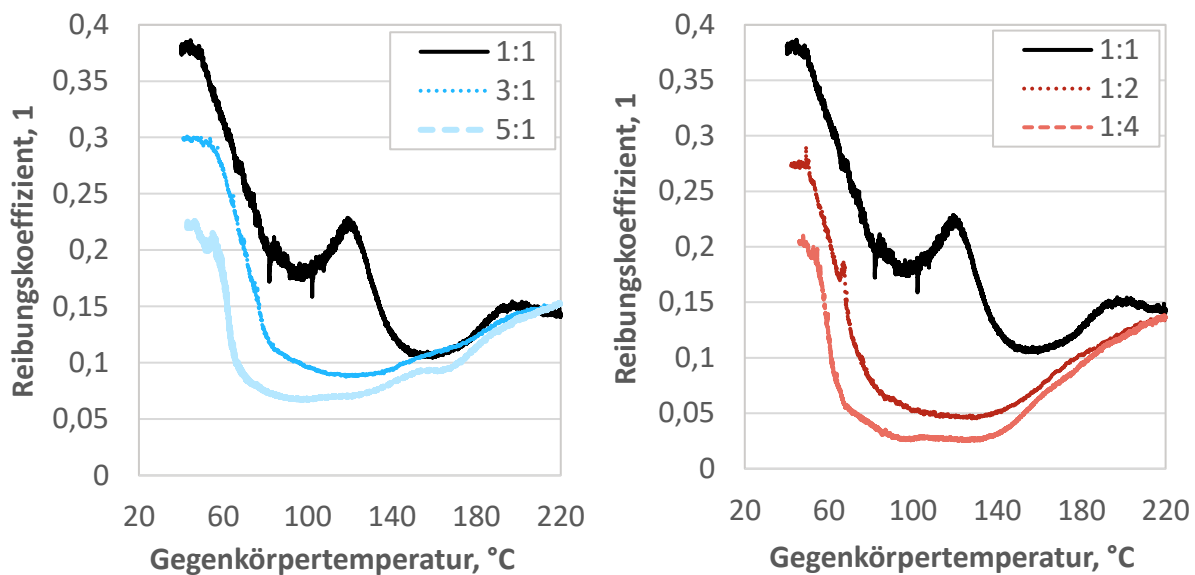


Abbildung 43: Reibungskoeffizient von PEEK-3 im Temperatursteigerungsversuch bei verschiedenen Pressungen (links) und Gleitgeschwindigkeiten (rechts)

Auch der Reibungskoeffizient von PEEK-4 (Abbildung 44) beginnt beim Einsetzen der Beheizung nahezu sofort stark zu sinken. Ausgehend von etwa 0,43 sinkt der Reibungskoeffizient bis auf 0,05 und verharrt bis zum Versuchsende bei 220 °C auf diesem Wert. Bei höheren Pressungen sinkt der Reibungskoeffizienten nur noch bis auf einen Wert von ungefähr 0,1, verharrt dort jedoch ebenfalls von 100 °C bis zum Versuchsende. Der Verlauf bei einer Gleitgeschwindigkeit von 2 m s^{-1} ist nahezu deckungsgleich mit demjenigen bei einer Pressung von 3 MPa. Wird die Gleitgeschwindigkeit auf 4 m s^{-1} erhöht, sinkt der Reibungskoeffizient zunächst bis auf einen Wert von 0,03 ab, steigt jedoch ab etwa 100 °C an. Beim Versuchsende schwankt der Reibungskoeffizient um einen Wert von 0,4.

Der Reibungskoeffizient des kommerziellen Tribocompounds PEEK-5 (Abbildung 45) schwankt im Temperatursteigerungsversuch bei 1 MPa und 1 m s^{-1} zunächst zwischen 0,4 und 0,5. Ab etwa 80 °C sinkt der Reibungskoeffizient bis auf einen Wert von 0,26 bei ca. 130 °C. Anschließend steigt der Reibungskoeffizient stetig und erreicht am Ende des Versuchs einen Wert von 1. Eine Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit auf 4 m s^{-1} führt zu einem weniger ausgeprägten Absinken des Reibungskoeffizienten. Am Versuchsende beträgt der Reibungskoeffizient 0,9. Wird stattdessen die Pressung auf 5 MPa erhöht, beträgt der Reibungskoeffizient beim Einsetzen der Beheizung knapp 0,6 und sinkt im Vergleich zu den anderen Lastkombinationen erst verspätet ab. Nach Erreichen eines Minimalwertes von 0,32 bei 135 °C steigt der Reibungskoeffizient bis auf einen Wert von 0,78 bei 220 °C an.

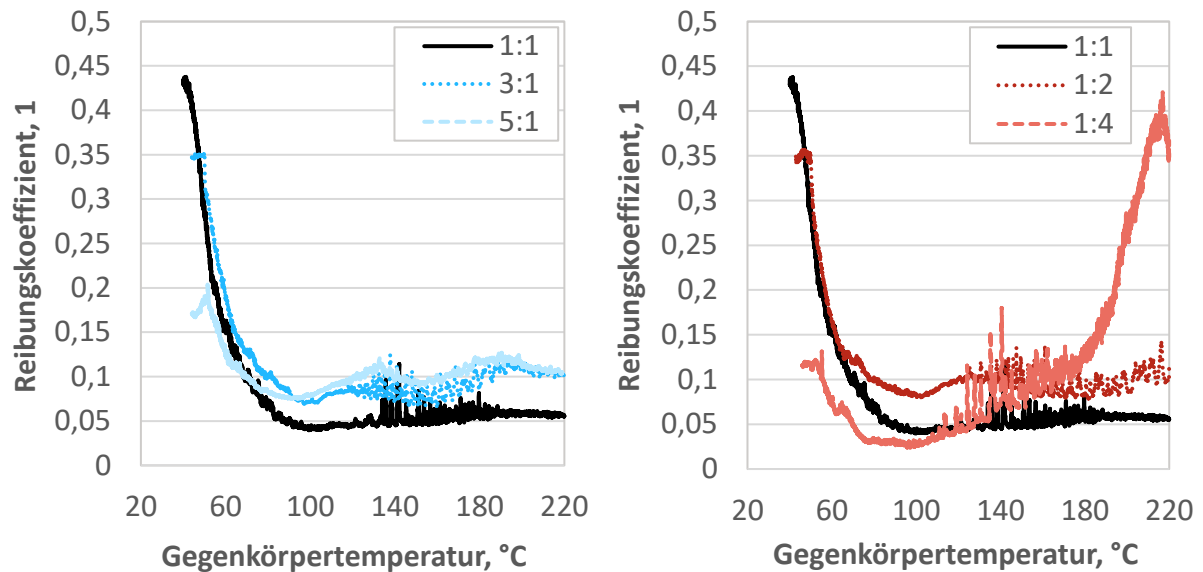


Abbildung 44: Reibungskoeffizient von PEEK-4 im Temperatursteigerungsversuch bei verschiedenen Pressungen (links) und Gleitgeschwindigkeiten (rechts)

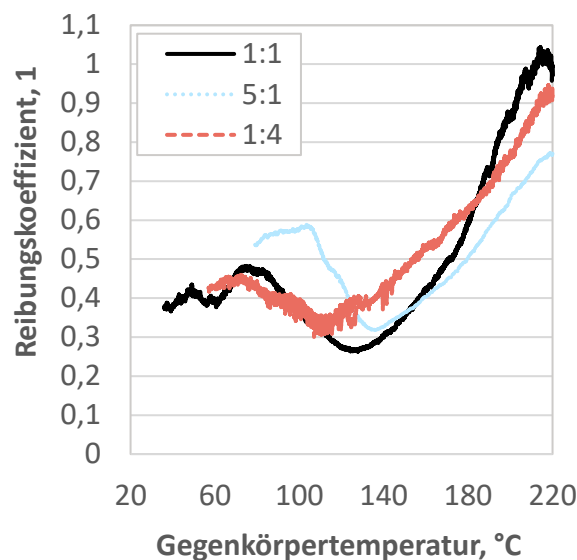


Abbildung 45: Reibungskoeffizient von PEEK-5 im Temperatursteigerungsversuch bei verschiedenen Pressungen und Gleitgeschwindigkeiten

5.3.2 Stift-Scheibe-System

Die im Stift-Scheibe-System gemessenen Reibungskoeffizienten sind in Abbildung 46 dargestellt. Wie bereits im Block-on-Ring-Versuch liegen die Werte von PEEK-1 im Bereich von knapp 0,4 bis 0,5. Auch die Compounds PEEK-2 und PEEK-3 zeigen ein ähnliches Verhalten wie im Block-on-Ring-Versuch mit zwei Prüfstellen, erreichen jedoch teilweise etwas niedrigere Reibungskoeffizienten. Für PEEK-2 ist dies bei den pv-Werten von 2 MPa m s^{-1} , 3 MPa m s^{-1} und 3 MPa m s^{-1} der Fall, für PEEK-3 bei pv-Werten von 3 MPa m s^{-1} und 4 MPa m s^{-1} . PEEK-4 weist bei pv-Werten von 2 MPa m s^{-1} und 4 MPa m s^{-1} einen etwas

höheren Reibungskoeffizienten auf als im Block-on-Ring-Versuch. Unter den übrigen Lastkombinationen liegen keine wesentlichen Unterschiede vor.

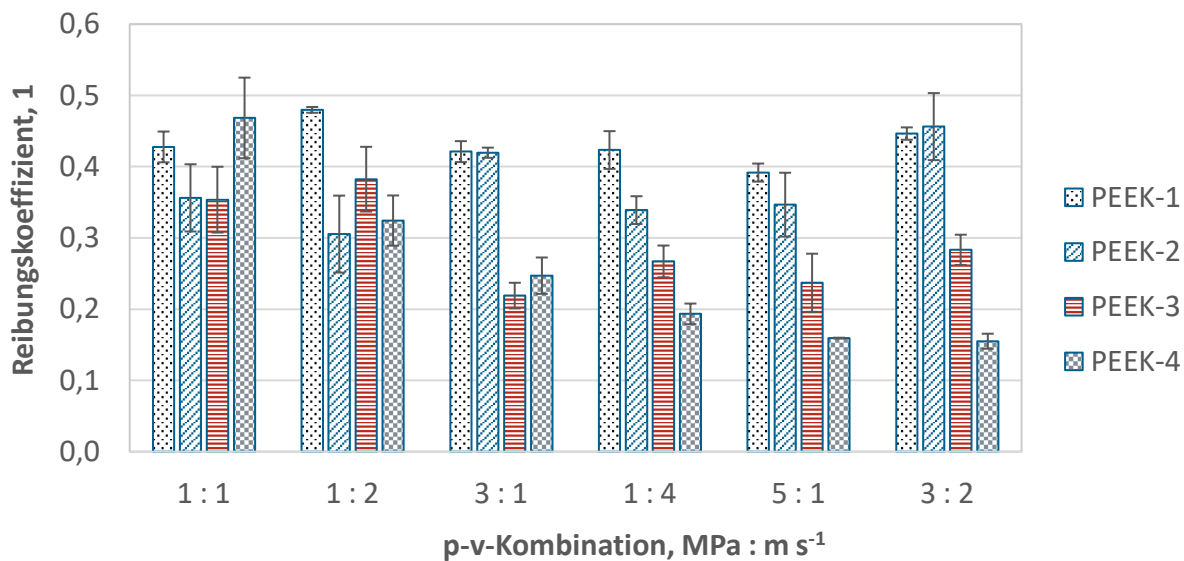


Abbildung 46: Reibungskoeffizienten im Stift-Scheibe-Versuch

Hinsichtlich der Verschleißkoeffizienten im Stift-Scheibe-Versuch (Abbildung 47) fällt zunächst auf, dass bei der Prüfung von PEEK-1 unter allen geprüften Lastkombinationen ein deutlich höherer Verschleiß auftritt als im Block-on-Ring-System. Bei PEEK-3 ist dies bei den pv-Werten 1 MPa m s⁻¹ und 4 MPa m s⁻¹ ebenfalls der Fall. Das Verschleißverhalten von PEEK-2 und PEEK-4 weist nur geringfügige Unterschiede zum Block-on-Ring-Versuch auf.

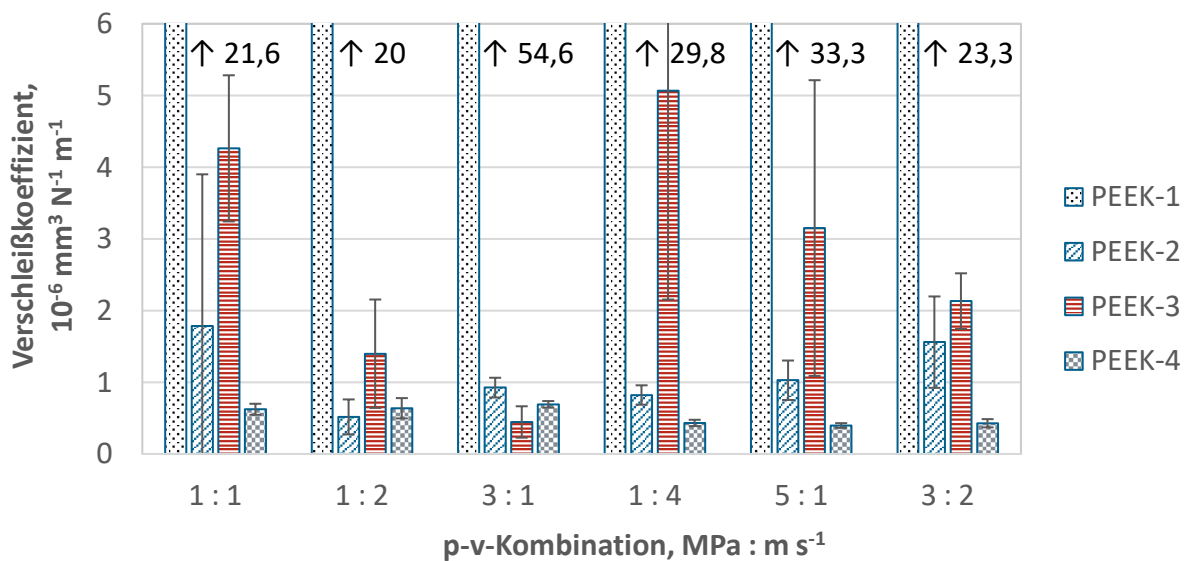


Abbildung 47: Volumetrische Verschleißkoeffizienten im Stift-Scheibe-Versuch

Die Oberflächentemperaturen der Grundkörper (Abbildung 48) ähneln jenen aus den Block-on-Ring-Versuchen. Auffällig sind die vergleichsweise niedrigen Temperaturen bei 1 MPa und 1 m s^{-1} sowie die höheren Temperaturen bei 5 MPa und 1 m s^{-1} .

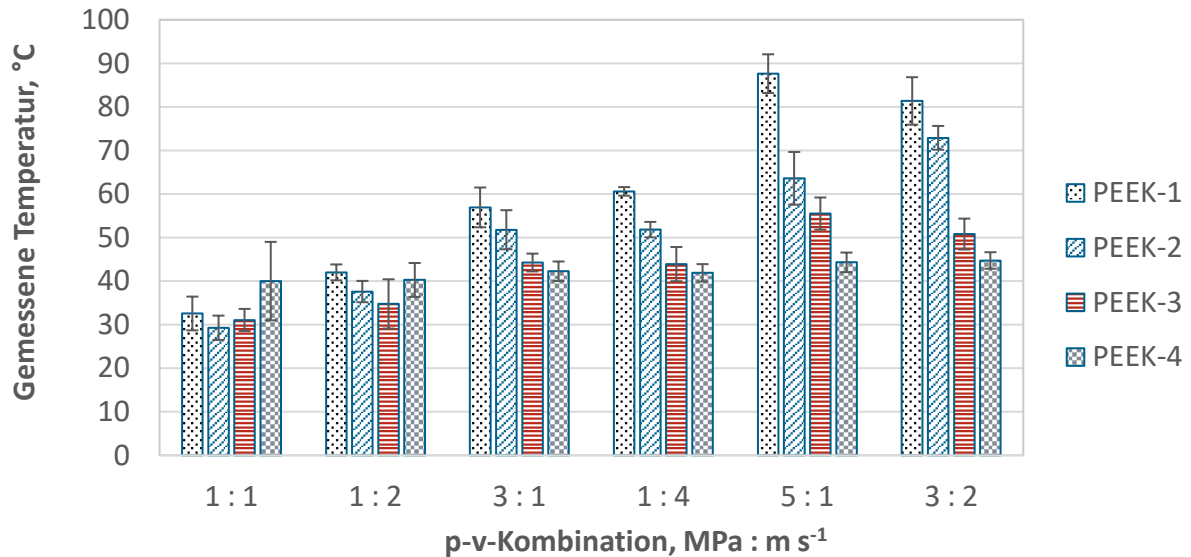


Abbildung 48: Gemessene Oberflächentemperaturen der Grundkörper 1,5 mm oberhalb der Kontaktfläche im Stift-Scheibe-Versuch

Abbildung 49 zeigt die Perspektive der thermographischen Aufnahmen am Beispiel der Lastkombination von 5 MPa und 1 m s^{-1} . Die Temperaturen am Halter des Kraftaufnehmers (T_K), am Probenhalter (T_P) und am oberen Wellenabsatz (T_A) sowie die Raumtemperatur sind Tabelle 19 zu entnehmen. Da die Temperaturen am Halter des Kraftaufnehmers auch unter höheren Lasten annähernd der Raumtemperatur entsprechen, wurde, wie in Abschnitt 4.6.1 beschrieben, bei der Festlegung der Randbedingungen für die Simulationsmodelle angenommen, dass der Halter stets die Raumtemperatur aufweist.

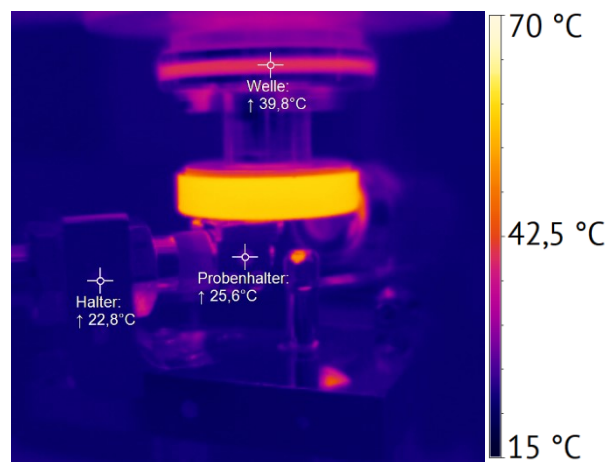


Abbildung 49: Thermographische Aufnahme des Stift-Scheibe-Prüfstands bei der Prüfung von PEEK-2 unter einer Last von 5 MPa und 1 m s^{-1}

Tabelle 19: Übersicht der thermographisch gemessenen Temperaturen bei der Prüfung von PEEK-2 auf dem Stift-Scheibe-Prüfstand

p MPa	v m s^{-1}	T_K $^{\circ}\text{C}$	T_P $^{\circ}\text{C}$	T_A $^{\circ}\text{C}$	T_{∞} $^{\circ}\text{C}$
1	1	21,6	22,7	26,5	22,4
1	2	22,6	23,8	29,8	23,6
3	1	23,2	25,1	35,9	23,3
1	4	22,4	24,3	32,1	21,8
5	1	23,4	25,9	40,8	22,3
3	2	24,5	28,3	44,3	23,7

Bei der Untersuchung der Grundkörper-Gleitflächen mit dem Laserscanning-Mikroskop (Abbildung 50) zeigt sich, dass bei der Prüfung von PEEK-1 nun unter dem höheren Lastniveau von 5 MPa und 1 m s^{-1} großflächige, schuppige Anhaftungen von Material auf der Gleitfläche verteilt auftreten, während unter der niedrigeren Last von 1 MPa und 1 m s^{-1} auf der gesamten Gleitfläche lediglich eine Rillenstruktur zu erkennen ist. Dies ist gegensätzlich zu den Beobachtungen im Block-on-Ring-Versuch. Die Gleitflächen von PEEK-2 und PEEK-3 erscheinen unter niedriger Last geringfügig unebener als im Block-on-Ring-Versuch. Unter hoher Last ist hingegen kein wesentlicher Unterschied zwischen den Versuchsarten zu erkennen. PEEK-4 weist unter niedriger Last eine ähnliche Gleitflächenstruktur auf wie im Block-on-Ring-Versuch. Unter hoher Last treten im Stift-Scheibe-Versuch jedoch ausgeprägte Riefen auf, die im Block-on-Ring-Versuch nicht erkennbar waren. Auch sind die Verstärkungsfasern weiter aus der Oberfläche hinausgetreten, wodurch sich vor ihnen größere Mengen an Material anstauen.

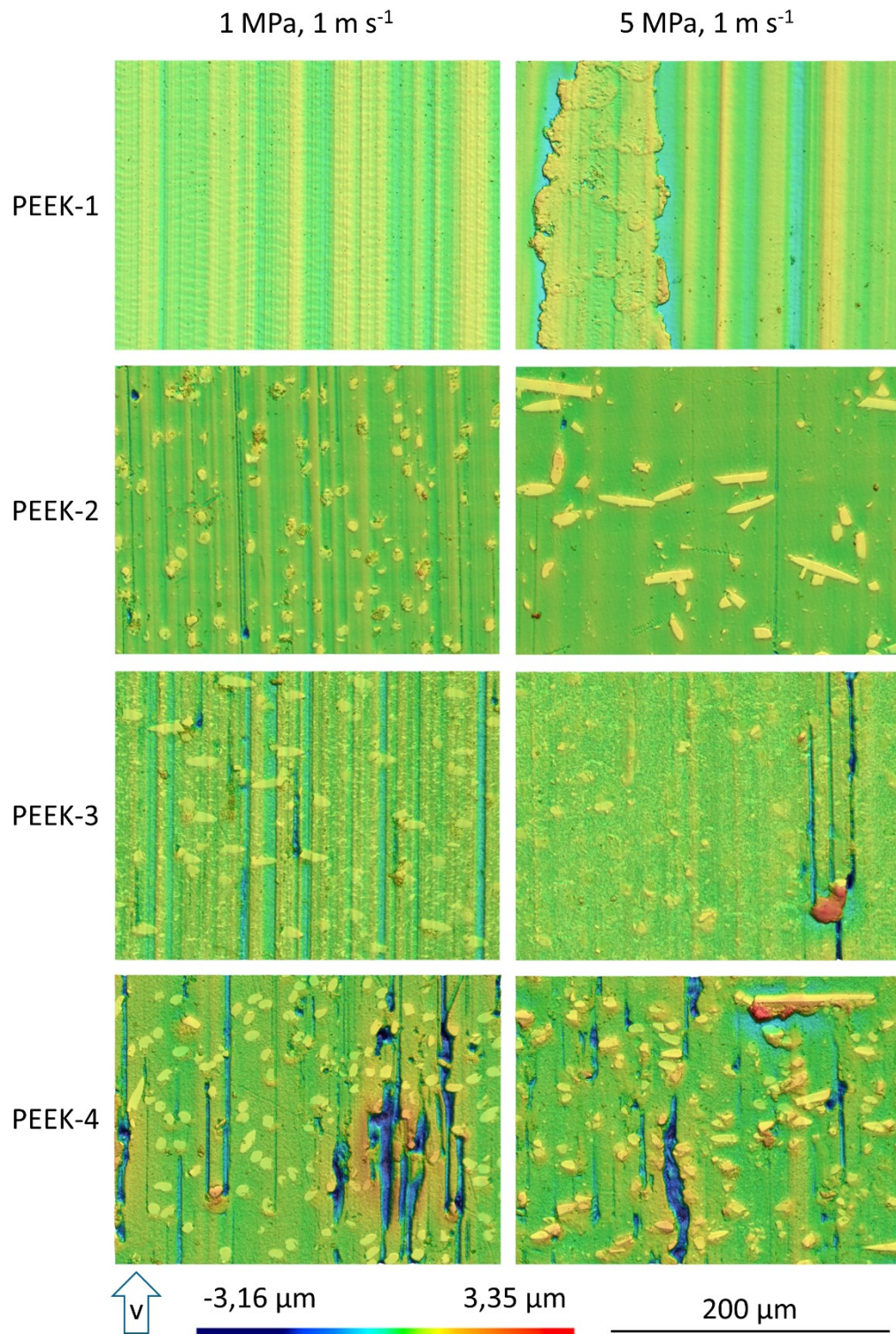


Abbildung 50: Laserscanning-Aufnahmen der Laufflächen von Stift-Scheibe-Grundkörpern nach Versuchen unter 1 MPa und 1 m s^{-1} (links) sowie 5 MPa und 1 m s^{-1} (rechts)

Die in den automatisierten, randomisierten Versuchen ermittelten Reibungskoeffizienten sind in Abbildung 51 über dem $p \cdot v$ -Wert aufgetragen. Der ungefüllte Kunststoff PEEK-1 kann nur bei $p \cdot v$ -Werten bis einschließlich 6 MPa m s^{-1} geprüft werden. Dabei liegt der

Reibungskoeffizient mit wenigen Ausnahmen zwischen 0,4 und 0,5. Der bei der Prüfung von PEEK-2 gemessene Reibungskoeffizient liegt bei niedrigen Lasten ebenfalls in diesem Bereich. Unter höheren Lasten sinkt der Reibungskoeffizient von PEEK-2 jedoch stetig bis auf etwa 0,2, wobei der höchste pv-Wert, der ertragen wurde, $19,6 \text{ MPa m s}^{-1}$ beträgt. Die Compounds PEEK-3 und PEEK-4 konnten bis zu dem maximalen mit dem Stift-Scheibe-Prüfstand realisierbaren pv-Wert von 32 MPa m s^{-1} geprüft werden. Der Reibungskoeffizient von PEEK-3 streut bei pv-Werten bis 2 MPa m s^{-1} stark zwischen 0,24 und 0,47. Bei höheren Lasten sinkt er, ausgehend von einem Wertebereich zwischen 0,2 und 0,3, bis auf Werte um 0,1. PEEK-4 zeigt einen Verlauf mit durchgehend geringer Streuung. Der Reibungskoeffizient sinkt von ca. 0,3 bei geringen Lasten bis auf Werte um 0,8.

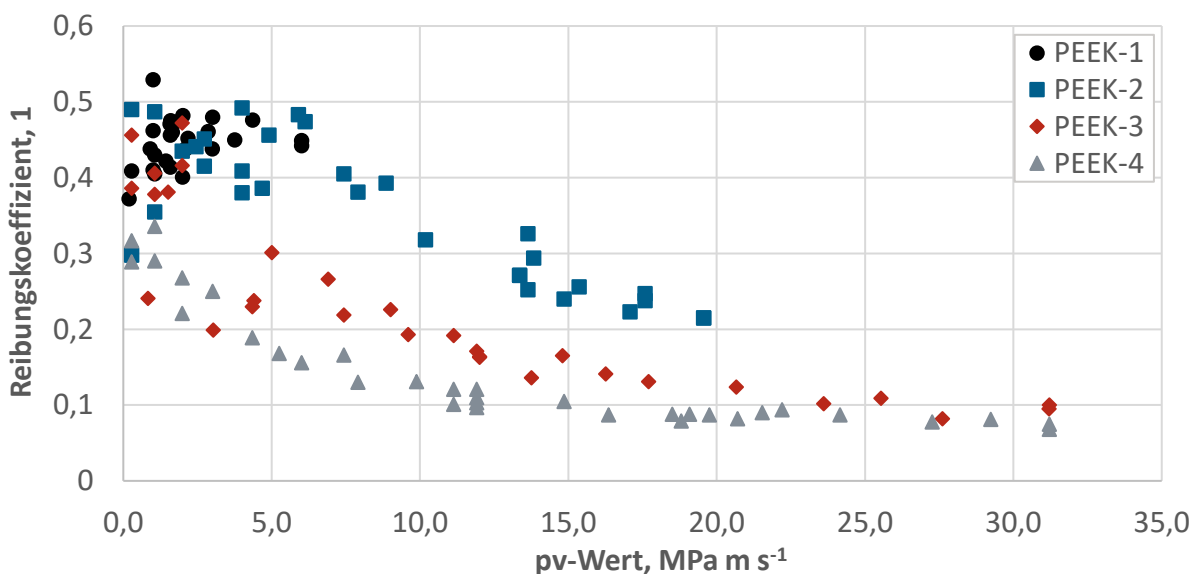


Abbildung 51: Reibungskoeffizienten im automatisierten, randomisierten Stift-Scheibe-Versuch

Die Verschleißkoeffizienten aus den automatisierten, randomisierten Versuchen zeigt Abbildung 52. Der mit Abstand stärkste Verschleiß tritt bei PEEK-1 auf. Die Verläufe des Verschleißkoeffizienten über dem pv-Wert von PEEK-2 und PEEK-3 sind annähernd deckungsgleich. So streut die Verschleißrate bei pv-Werten bis 5 MPa m s^{-1} stark von $0,3 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3 \text{ N}^{-1} \text{ m}^{-1}$ bis $6 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3 \text{ N}^{-1} \text{ m}^{-1}$. Bei höheren pv-Werten stabilisiert sich die Verschleißrate zunächst bei etwa $2,5 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3 \text{ N}^{-1} \text{ m}^{-1}$ und sinkt mit steigender Last ab. Oberhalb eines pv-Werts von 15 MPa m s^{-1} liegt die Verschleißrate bei etwa $1 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3 \text{ N}^{-1} \text{ m}^{-1}$. Die Verschleißrate von PEEK-4 schwankt unterhalb von 5 MPa m s^{-1} in vergleichbarer Weise wie bei PEEK-2 und PEEK-3 und liegt bei höheren Lasten konstant bei etwa $0,45 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3 \text{ N}^{-1} \text{ m}^{-1}$.

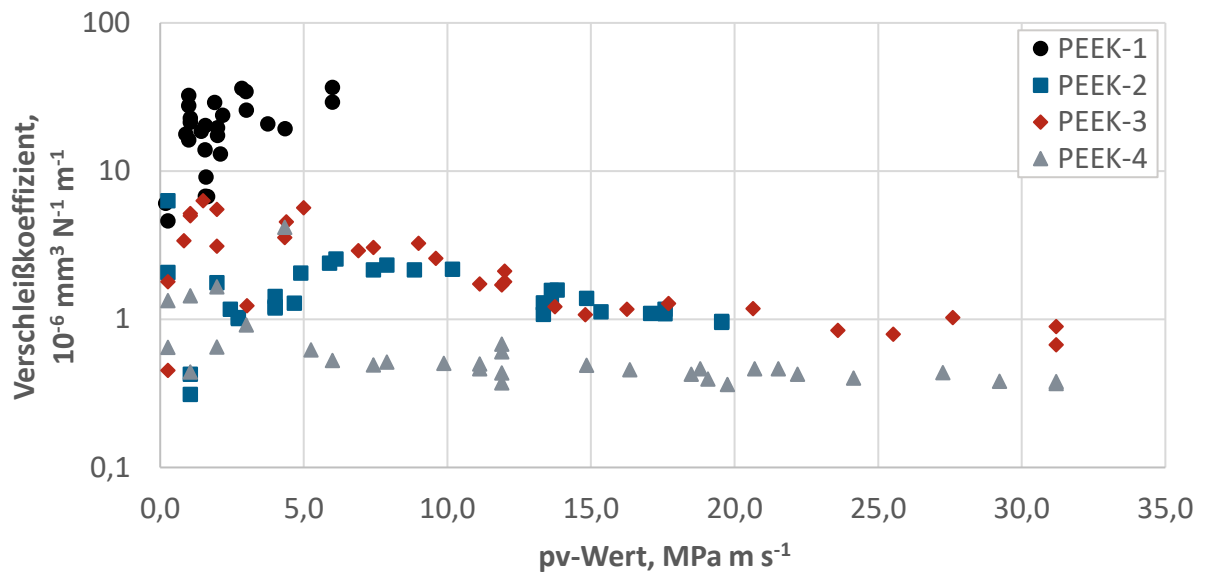


Abbildung 52: Volumetrische Verschleißkoeffizienten im automatisierten, randomisierten Stift-Scheibe-Versuch

Die Oberflächentemperaturen der Grundkörper (Abbildung 53) sind bei pv-Werten bis 2 MPa m s⁻¹ nahezu werkstoffunabhängig und eng gruppiert. Unter höheren Lasten treten bei PEEK-1 und PEEK-2 die höchsten Temperaturen auf, bei PEEK-4 hingegen die niedrigsten. Auffällig ist, dass sich die Temperaturen bei pv-Werten oberhalb von ungefähr 10 MPa m s⁻¹ mit steigender Last nicht weiter erhöhen, sondern gegen einen Grenzwert konvergieren. Dieser beträgt für PEEK-2 etwa 75 °C, für PEEK-3 etwa 60 °C und für PEEK-4 etwa 50 °C.

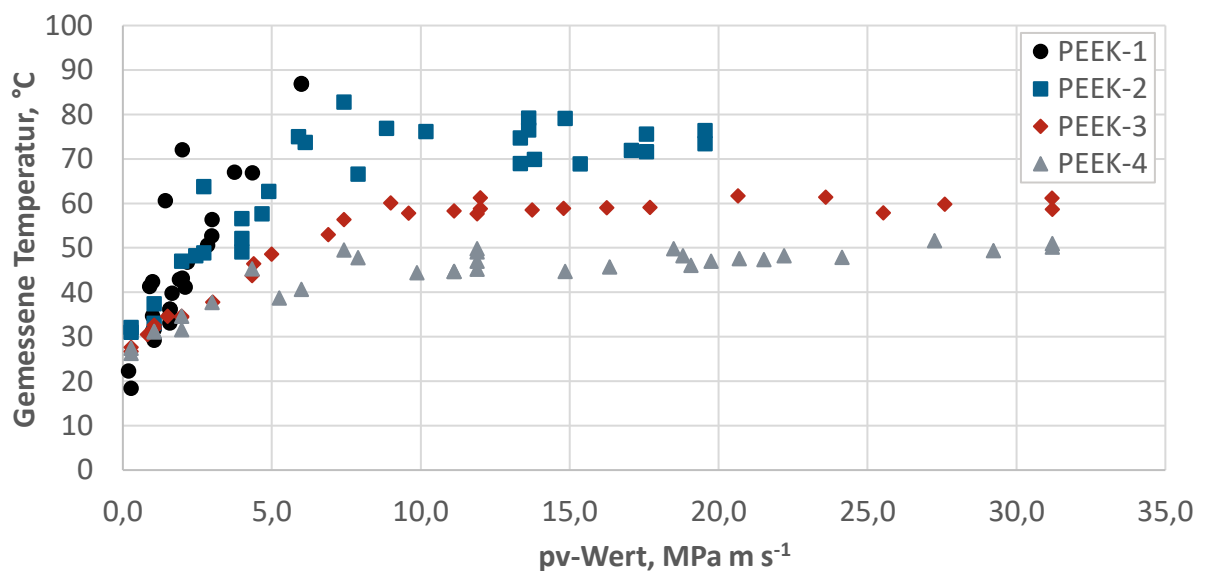


Abbildung 53: Gemessene Oberflächentemperaturen der Grundkörper 1,5 mm oberhalb der Kontaktfläche im automatisierten, randomisierten Stift-Scheibe-Versuch

5.3.3 Bended-Plate-on-Ring-System

Die im Bended-Plate-on-Ring-Versuch gemessenen Reibungskoeffizienten (Abbildung 54, links) liegen für alle Werkstoffe deutlich unterhalb der in den Block-on-Ring- und Stift-Scheibe-Versuchen bei gleichem Lastniveau beobachteten Werte. Vergleichbar niedrige Werte wurden nur in den randomisierten Versuchen unter erheblich höheren Lasten sowie in den Temperatursteigerungsversuchen beobachtet.

Die Verschleißkoeffizienten (Abbildung 54, rechts) liegen in einem vergleichbaren Wertebereich wie bei den Block-on-Ring- und Stift-Scheibe-Versuchen. Für PEEK-1 sowie für PEEK-4 bei 0,5 MPa und 1 m s^{-1} konnte die Verschleißrate nicht ermittelt werden, da sich vor dem Versuchsende Teile der Beschichtung vom Grundkörper ablösten.

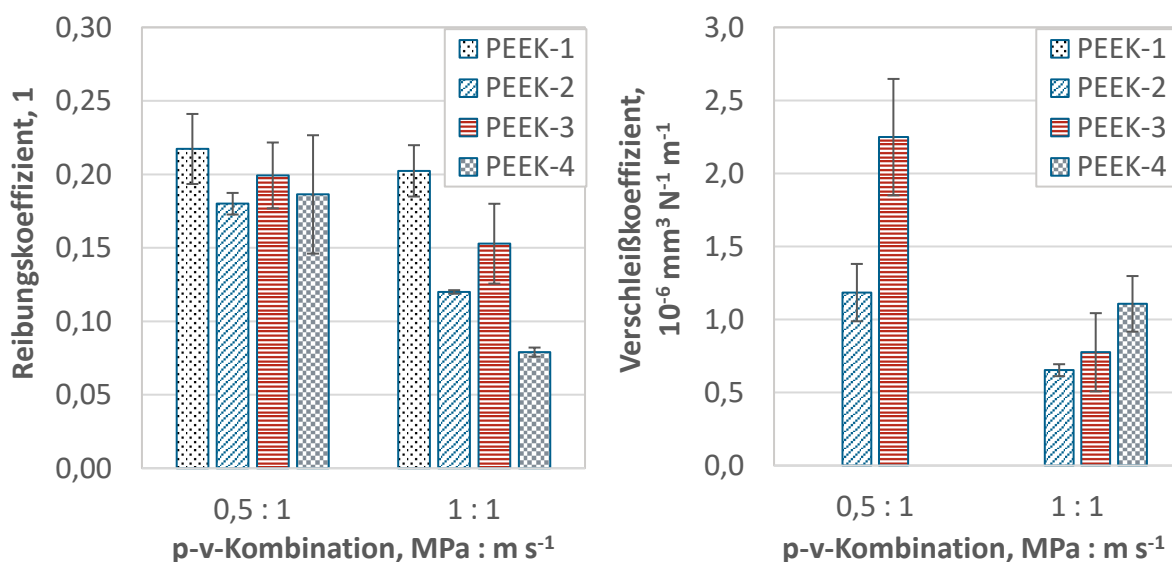


Abbildung 54: Reibungskoeffizienten (links) und Volumetrische Verschleißkoeffizienten (rechts) im Bended-Plate-on-Ring-Versuch

Die gemessenen Temperaturen zwischen Substrat und Probenhalter (Abbildung 55, links) liegen allesamt oberhalb von 90°C . Es ist keine klare Abhängigkeit vom pv-Wert erkennbar: Während bei PEEK-1 und PEEK-4 die gemessenen Temperaturen mit steigendem pv-Wert abnehmen, steigen sie bei PEEK-2 und PEEK-3 an. Die Temperaturen des Probenhalters (Abbildung 55, rechts) liegen für bei PEEK-1 und PEEK-3 um 40°C , bei PEEK-2 und PEEK-4 um 35°C .

Abbildung 56 zeigt Laserscanning-Aufnahmen der Gleitflächen nach Versuchen unter 1 MPa und 1 m s^{-1} . Die Oberfläche von PEEK-1 weist lediglich leichte Riefen und Unebenheiten auf. Demgegenüber ist die Gleitfläche von PEEK-2 zu großen Teilen mit balligen Anhaftungen bedeckt. Auf den Oberflächen von PEEK-3 und PEEK-4 haben sich großflächige Anhaftungen, vor allem in den Bereichen vor den Verstärkungsfasern, gebildet.

Diese konnten durch EDX-Analyse als Ansammlungen von Füllstoffpartikeln identifiziert werden (Anhang G). Auf der Gleitfläche von PEEK-4 sind außerdem erhebliche Faserschädigungen zu erkennen, die mit der Bildung ausgeprägter Riefen einhergehen.

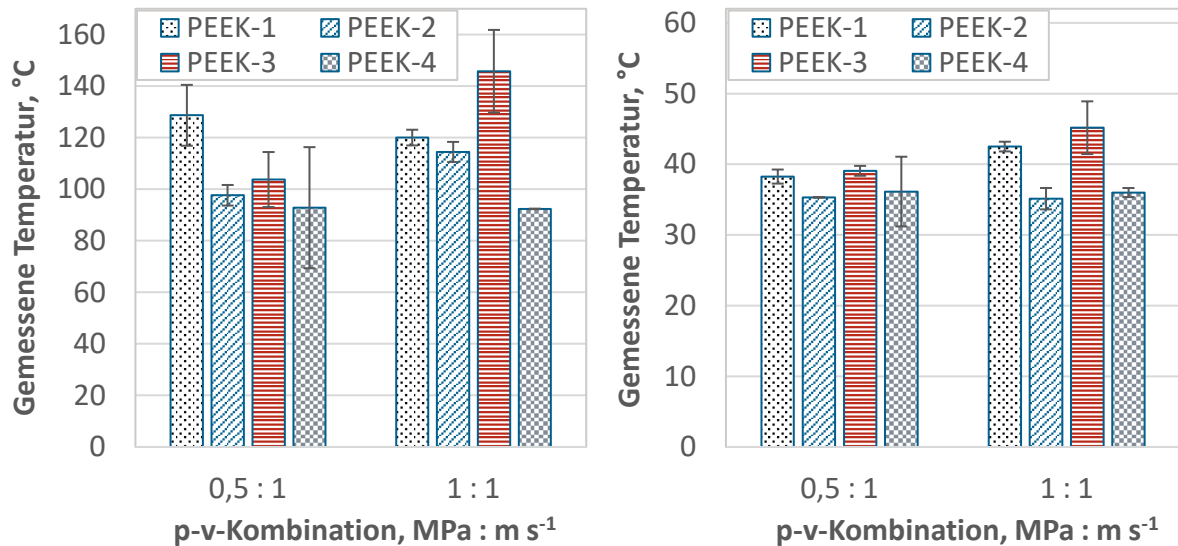


Abbildung 55: Gemessene Temperaturen zwischen Substrat und Probenhalter (links) sowie am Lagerbock (rechts) im Bended-Plate-on-Ring-Versuch

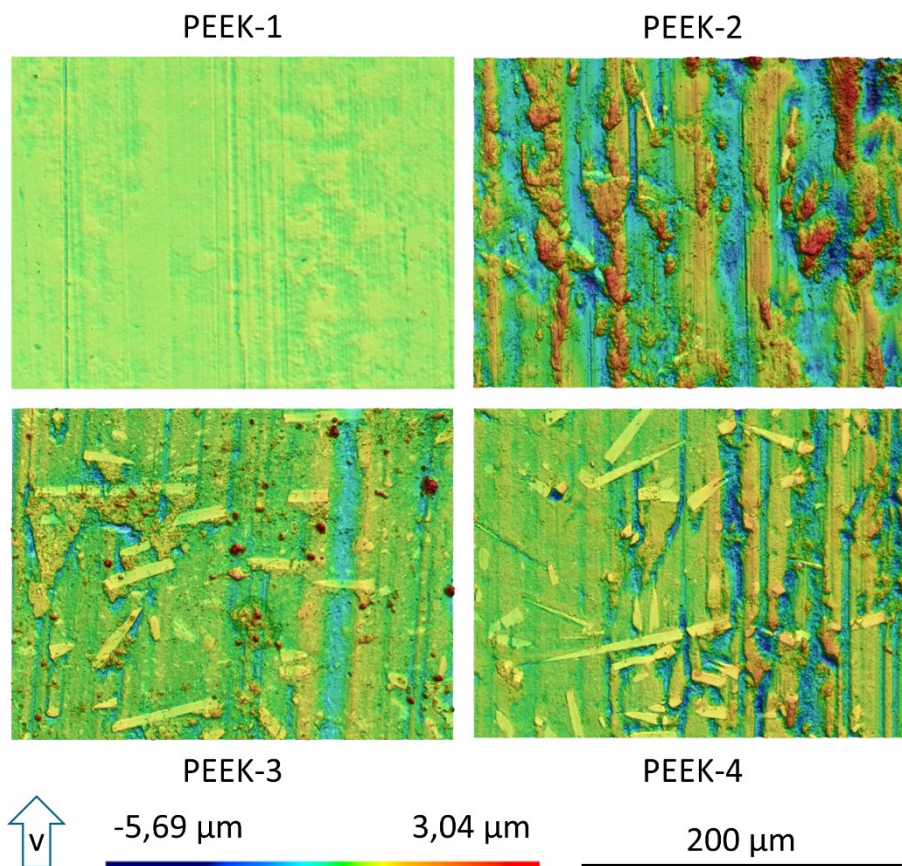


Abbildung 56: Laserscanning-Aufnahmen der Laufflächen von Bended-Plate-on-Ring-Grundkörpern nach Versuchen unter 1 MPa und 1 m s⁻¹

5.3.4 Gleitlagerprüfstand

Die Versuche auf dem Gleitlagerprüfstand konnten nicht unter sämtlichen geplanten Lastkombinationen erfolgreich durchgeführt werden. So konnte PEEK-1 nur bei 0,17 MPa und $0,5 \text{ m s}^{-1}$ sowie bei 0,5 MPa und $0,5 \text{ m s}^{-1}$ geprüft werden, da die Versuche bei den weiteren Lastkombinationen bereits nach wenigen Minuten aufgrund zu großer Reibungskräfte oder wegen Zerstörung der Lagerbuchsen abgebrochen werden mussten, ohne dass zuvor ein stationärer tribologischer Zustand erreicht wurde. Die Lagerbuchsen aus PEEK-5 wurden unter 1 MPa und 1 m s^{-1} nach einer Versuchsdauer von einer Minute zerstört, konnten jedoch unter den übrigen Lastkombinationen erfolgreich geprüft werden.

Die Reibungskoeffizienten im Gleitlagerversuch sind in Abbildung 57 dargestellt. Es ist eine fallende Tendenz des Reibungskoeffizienten mit steigender Last zu erkennen. Beim Vergleich der beiden untersuchten Werkstoffe zeigt sich keine klare Tendenz, da unter 0,17 MPa und $0,5 \text{ m s}^{-1}$ PEEK-5 den niedrigeren Reibungskoeffizienten aufweist, unter 0,5 MPa und $0,5 \text{ m s}^{-1}$ jedoch PEEK-1. Die Reibungskoeffizienten von PEEK-1 sind höher als in den Bended-Plate-on-Ring-Versuchen, welche jedoch bei höheren Lasten durchgeführt wurden.

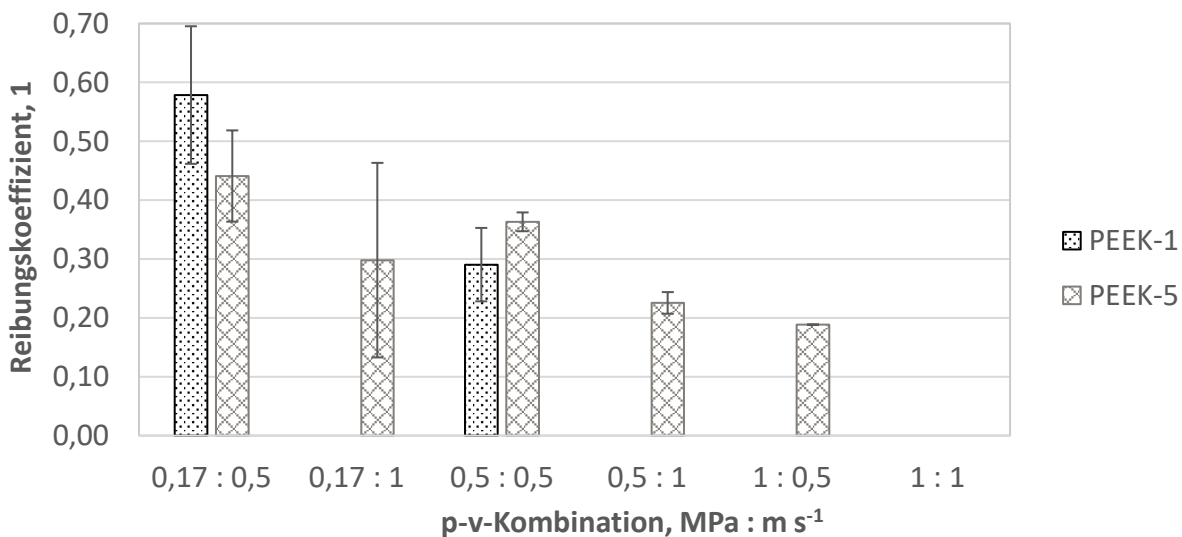


Abbildung 57: Reibungskoeffizienten im Gleitlagerversuch

Abbildung 58 zeigt die volumetrischen Verschleißkoeffizienten. Der mit Abstand höchste Verschleiß wurde bei PEEK-1 unter 0,17 MPa und $0,5 \text{ m s}^{-1}$ gemessen. Beim Versuch mit PEEK-1 unter 0,5 MPa und $0,5 \text{ m s}^{-1}$ konnte keine Bestimmung des Masseverlusts durchgeführt werden, da die Lagerbuchsen vor Versuchsende zerstört wurden. Die Verschleißraten von PEEK-5 liegen zwischen $0,5 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3 \text{ N}^{-1} \text{ m}^{-1}$ und $1,9 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3 \text{ N}^{-1} \text{ m}^{-1}$, wobei keine klare Lastabhängigkeit identifizierbar ist.

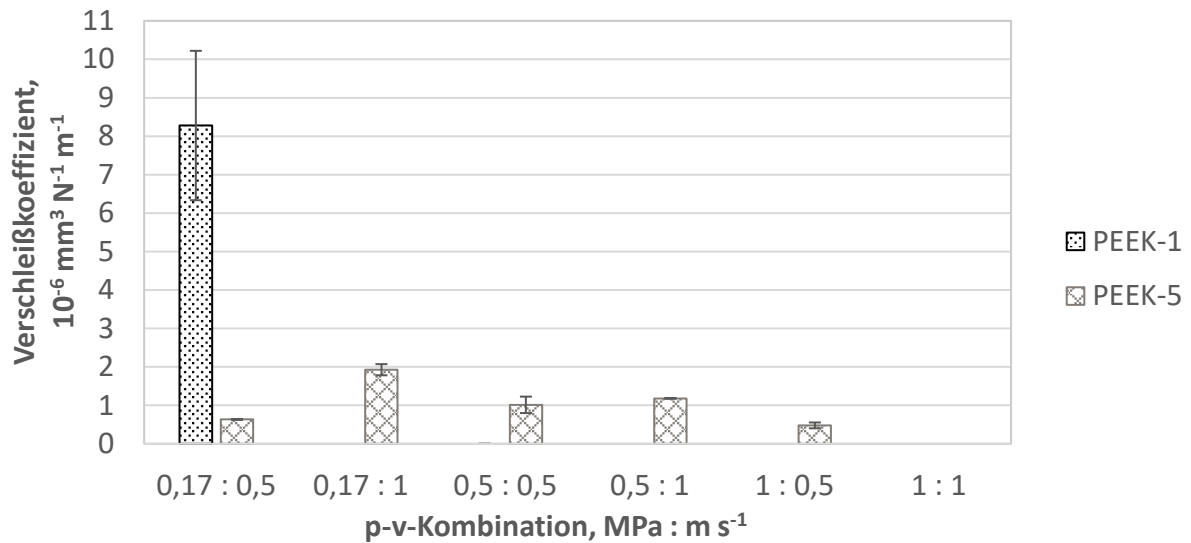


Abbildung 58: Volumetrische Verschleißkoeffizienten im Gleitlagerversuch

Die Temperatur an der äußeren Mantelfläche des Gleitlagers (Abbildung 59) beträgt für PEEK-1 unter beiden untersuchten Lastniveaus etwa 57 °C. Mit PEEK-5 wird unter 0,17 MPa und 0,5 m s⁻¹ mit 55,7 °C eine sehr ähnliche Temperatur erreicht, während sich bei allen höheren Belastungen Temperaturen zwischen 80 °C und 90 °C einstellen.

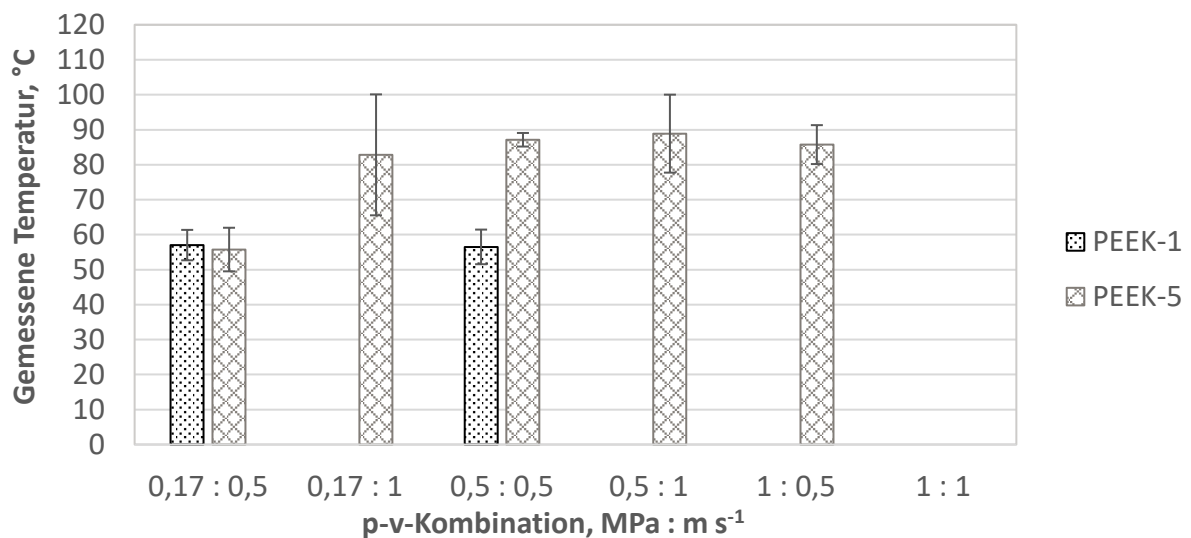


Abbildung 59: Gemessene Temperaturen an der äußeren Mantelfläche der Gleitlager

An der Welle stellen sich unmittelbar außerhalb des Kontaktes die in Abbildung 60 (links) aufgetragenen Temperaturen ein. Unter 0,17 MPa und 0,5 m s⁻¹ liegen diese für beide Werkstoffe etwas oberhalb von 60 °C, während sich bei einem pv-Wert von 0,5 MPa m s⁻¹ die Welle auf Temperaturen um 110 °C erwärmt. Die gemessenen Temperaturen am Lagerbock (Abbildung 60, rechts) sind deutlich niedriger. Sie liegen unter 0,17 MPa und 0,5 m s⁻¹ etwas oberhalb von 30 °C und in den Versuchen mit 0,5 MPa m s⁻¹ bei etwa 44 °C. An der Grundplatte des Prüfstands wurde über alle Versuche hinweg eine Temperatur von

30,5 °C mit einer Standardabweichung von 1,8 °C gemessen. Für die nachfolgenden Simulationen wurde auf dieser Grundlage vereinfachend ein konstanter Wert von 30 °C angenommen.

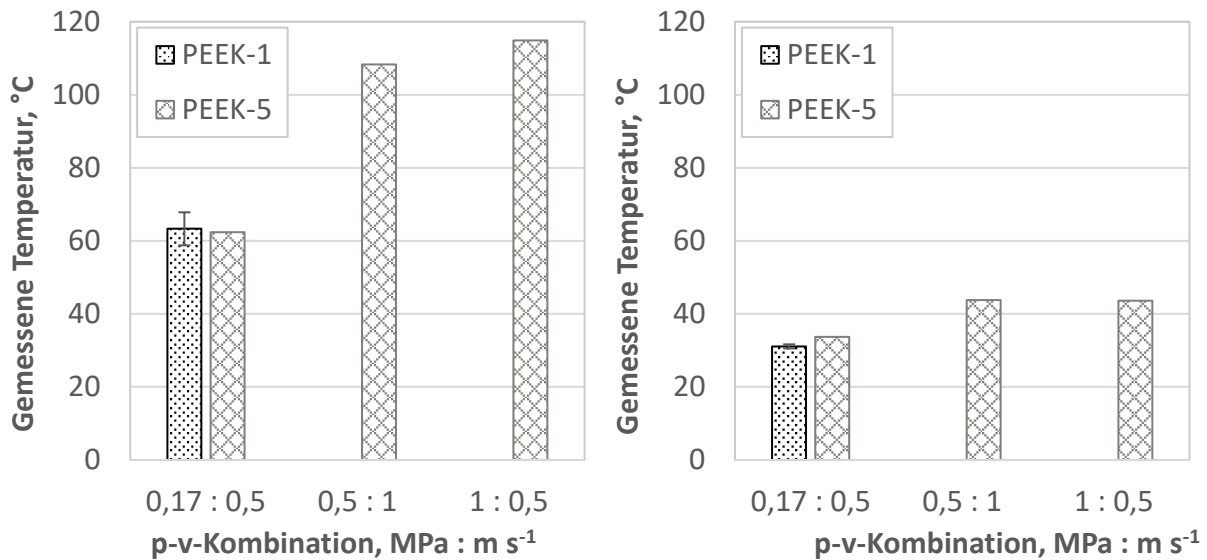


Abbildung 60: Gemessene Temperaturen an der Welle (links) und am Lagerbock (rechts)

5.4 Simulation des Wärmehaushalts

5.4.1 Block-on-Ring-System

Um die numerische Simulation des Wärmehaushalts zu ermöglichen, mussten im Integralmodell zunächst die Nußelt-Korrelationen für die Beschreibung der Konvektion an der rotierenden Welle sowie der Rotationsfaktor bestimmt werden, wie bereits in der Vorabpublikation [124] beschrieben. Im Falle der Nußelt-Korrelation erfolgte dies durch den Abgleich der Temperatur an der Wellenstirnseite (T_w) in den Simulationen mit den experimentell ermittelten Werten. Dabei konnte mit keinem der in Tabelle 3 aufgeführten Ansätze aus der Literatur eine zufriedenstellende Übereinstimmung erreicht werden. Infolgedessen wurde durch iterative Anpassung eine spezifische Korrelation

$$Nu = 7,2 Re^{0,25} \quad (84)$$

für den Wärmeübergang an der Welle des Block-on-Ring-Systems identifiziert. Bei Anwendung dieser Korrelation ergibt sich eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation (Tabelle 20). Um eine bessere Einordnung dieser Nußelt-Korrelation in Bezug auf die aus der Literatur bekannten Ansätze zu ermöglichen, sind in Abbildung 61 die Verläufe der Nußelt-Zahl über dem für die Block-on-Ring-Versuche relevanten Bereich der Reynolds-Zahl aufgetragen. Zur Ermittlung der Grashof-Zahl, welche in den An-

sätzen von Etemad, Dropkin und Carmi sowie Yildiz verwendet wird, wurde eine Wellentemperatur von 50 °C angenommen, der Beitrag der natürlichen Konvektion zur Nußelt-Zahl ist jedoch ohnehin marginal. Bei hohen Reynoldszahlen führt die Korrelation aus Gleichung (84) vergleichbaren Werten wie die Korrelationen nach Becker und Özerdem, bei niedrigen Reynoldszahlen liegen die resultierenden Nußelt-Zahlen jedoch deutlich höher als sämtliche betrachteten Korrelationen aus der Literatur.

Tabelle 20: Vergleich der gemessenen und simulierten Temperaturen an der Wellenstirnseite des Block-on-Ring-Prüfstands

Werkstoff	$p:v$ MPa : m s ⁻¹	4 Prüfstellen		2 Prüfstellen	
		T_W °C	$T_{W,Sim}$ °C	T_W °C	$T_{W,Sim}$ °C
PEEK-2	1:1	38,7	35,9	29,7	28,8
	1:2	41	39,7	33	32,7
	3:1	46,5	45	36,2	34,3
	1:4	51,5	50,4	34,9	37,9
	5:1	61,8	62,9	44,3	40,7
	3:2	-	-	43,5	43,3

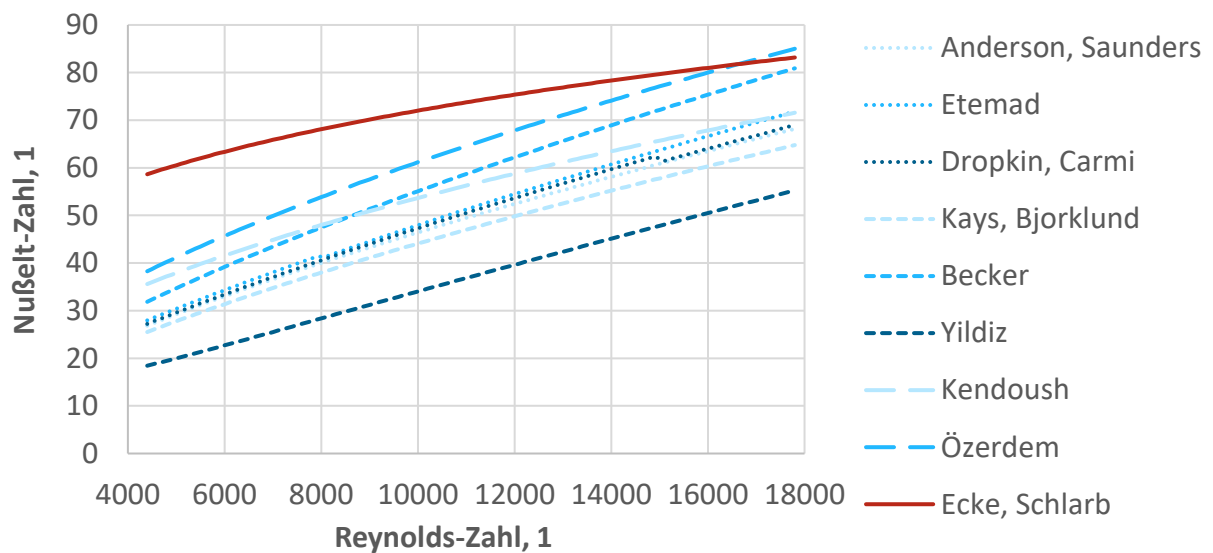


Abbildung 61: Vergleich von Nußelt-Korrelationen für den konvektiven Wärmeübergang an der rotierenden Welle des Block-on-Ring-Prüfstands

Der Rotationsfaktor wurde in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit iterativ so angepasst, dass sich möglichst geringe Abweichungen zwischen den gemessenen und simulierten Temperaturen T_{mess} bzw. $T_{MP,Sim}$ 1,5 mm oberhalb der Kontaktfläche ergaben. Dabei erwiesen sich Werte von 0,15 bei 1 m s⁻¹, 0,25 bei 2 m s⁻¹ sowie 0,4 bei 4 m s⁻¹ als optimal. Die unter Verwendung dieser Werte simulierten Temperaturen am Messpunkt

sind in Tabelle 21 den experimentellen Ergebnissen gegenübergestellt. Dabei zeigt sich insgesamt eine gute Übereinstimmung. Eine Ausnahme bildet PEEK-1, da hier die gemessenen Temperaturen deutlich höher liegen als die Temperaturen aus der Simulation.

Tabelle 21: Vergleich der Temperaturen 1,5 mm oberhalb der Kontaktfläche im Block-on-Ring-Versuch und in der Simulation

Werkstoff	4 Prüfstellen			2 Prüfstellen	
	p : v	T_{mess}	$T_{\text{MP,Sim}}$	T_{mess}	$T_{\text{MP,Sim}}$
	MPa : m s ⁻¹	°C	°C	°C	°C
PEEK-1	1 : 1	39,3 ± 0,7	30,7	39,9 ± 2,1	28,2
	1 : 2	39,6 ± 2,9	34,5	38,1 ± 5,4	32,6
	3 : 1	52,8 ± 1,2	39,7	39,4 ± 6,5	30,9
	1 : 4	64,1 ± 6,1	51,6	52 ± 11	43,3
	5 : 1	46,8 ± 1	48,2	49,1 ± 10,9	40,3
	3 : 2	-	-	62,7 ± 8	50,5
PEEK-2	1 : 1	35,9 ± 2,2	32,5	28,9 ± 0,3	31
	1 : 2	40 ± 1,2	38,3	43,5 ± 1,2	35,6
	3 : 1	40,6 ± 1,6	45	36,9 ± 1,1	40,3
	1 : 4	53,2 ± 6,8	51,5	47,9 ± 6,4	48,7
	5 : 1	52,7 ± 0,2	49,8	53,3 ± 13,5	51,3
	3 : 2	-	-	57,2 ± 5,3	58,9
PEEK-3	1 : 1	32,6 ± 4,1	30,9	35,6 ± 2,8	30,6
	1 : 2	43,8 ± 1,3	35	38,2 ± 1,3	38,4
	3 : 1	37 ± 2,6	35,7	38,5 ± 0,2	38,4
	1 : 4	44 ± 5,8	41,1	45 ± 0,6	55,1
	5 : 1	40,1 ± 7,4	37,9	42,9 ± 3,1	39,3
	3 : 2	53,9 ± 3,9	49	48 ± 1,3	47,3
PEEK-4	1 : 1	38,2 ± 0,9	34,1	36,4 ± 0	31
	1 : 2	39,9 ± 1,1	36,7	38,2 ± 1,4	34,7
	3 : 1	37,7 ± 4,4	32,5	36,6 ± 0,2	35,1
	1 : 4	41,1 ± 1	37,4	41,1 ± 0,9	39
	5 : 1	35,7 ± 1,9	35,2	36,9 ± 0,9	36
	3 : 2	44,9 ± 1,4	39,2	40,7 ± 0,4	41

Abbildung 62 (links) zeigt die Temperaturverteilung im Integralmodell am Beispiel von PEEK-2 unter 5 MPa und 1 m s⁻¹. Über die Höhe des Grundkörpers hinweg stellt sich ein

starker Temperaturgradient ein: Während an der Gleitfläche die höchsten Temperaturen auftreten, liegt die Temperatur an der Einspannung des Grundkörpers bereits nahe der Raumtemperatur. Auf der Welle sind die Laufbahnen aufgrund ihrer erhöhten Temperatur deutlich zu erkennen. Die Temperaturverteilung in der Kontaktfläche (Abbildung 62, rechts) ist näherungsweise symmetrisch zu den Seitenhalbierenden. Die maximale Temperatur tritt im Zentrum der Kontaktfläche auf. Zu den Außenkanten hin fällt die Temperatur ab.

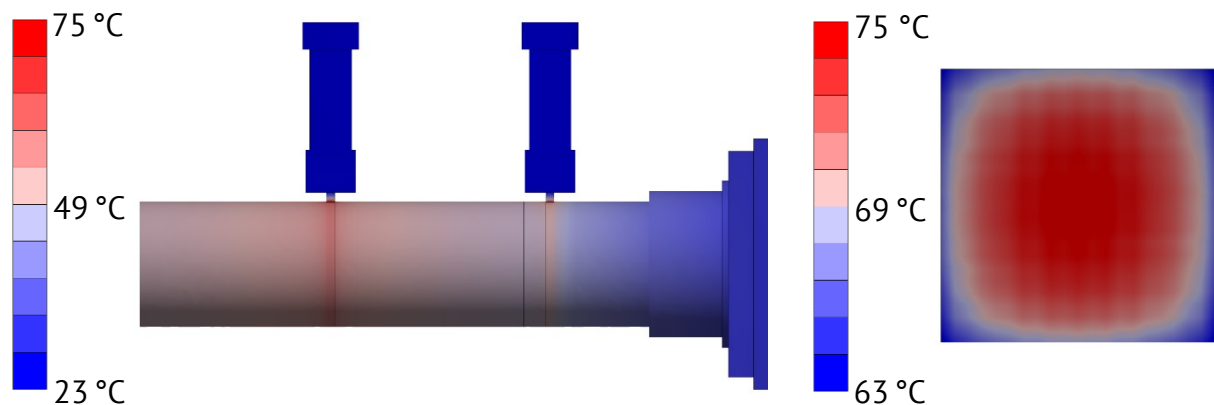


Abbildung 62: Simulierte Temperaturverteilung bei der Block-on-Ring-Prüfung von PEEK-2 unter 5 MPa und 1 m s^{-1} . Links: Gesamtmodell. Rechts: Gleitfläche des Grundkörpers (Gleitrichtung von unten nach oben).

Beim Vergleich der mittleren, minimalen und maximalen Massentemperaturen (T_{ave} , T_{min} und T_{max}) aus dem Modell des isolierten Grundkörpers mit jenen aus dem Integralmodell (Tabelle 22) ist ersichtlich, dass sich im Integralmodell in den meisten Fällen niedrigere mittlere Massentemperaturen ergeben. Zugleich ist die Differenz zwischen minimaler und maximaler Massentemperatur in der Regel höher als im Modell des isolierten Grundkörpers. Auffällig sind erneut die Ergebnisse zu PEEK-1, da im Modell des isolierten Grundkörpers besonders hohe Temperaturen auftreten.

Beim Vergleich der Kontakttemperaturen zwischen Versuchen mit vier und zwei Prüfstellen im Integralmodell (Tabelle 23) werden bei PEEK-1 und PEEK-2 niedrigere Temperaturen errechnet, wenn lediglich zwei Prüfstellen belegt sind. Bei den Versuchen mit PEEK-3 und PEEK-4, welche insgesamt zu deutlich niedrigeren Kontakttemperaturen führen, ist hingegen keine klare Tendenz zu erkennen.

Insgesamt ist festzustellen, dass die betrachteten Versuche allesamt eher moderate Massentemperaturen hervorrufen. Lediglich beim Versuch mit PEEK-1 unter 1 MPa und 4 m s^{-1} werden im Modell des isolierten Grundkörpers Temperaturen nahe der Glasübergangstemperatur von PEEK errechnet.

Tabelle 22: Vergleich von mittleren, minimalen und maximalen Massentemperaturen bei der Simulation von Block-on-Ring-Versuchen mit dem Modell des isolierten Grundkörpers sowie dem Integralmodell

Werkstoff	Modell des isolierten Grundkörpers				Integralmodell		
	$p:v$ MPa : m s ⁻¹	T_{ave} °C	T_{min} °C	T_{max} °C	T_{ave} °C	T_{min} °C	T_{max} °C
PEEK-1	1 : 1	38,7	36	40,1	39	37,3	40
	1 : 2	61,4	53	66,2	50,2	45,6	52,8
	3 : 1	84,1	73,7	89,7	57,6	52,5	60,6
	1 : 4	131,6	102,3	148,9	100,7	81,8	111,9
	5 : 1	71,9	63,5	76,4	75,3	67,2	80
	3 : 2	-	-	-	-	-	-
PEEK-2	1 : 1	45,8	43,1	47,2	40	38	41,1
	1 : 2	55,8	50,8	58,5	53	47,9	56
	3 : 1	54,1	50,5	56	61,7	55,9	65
	1 : 4	87,8	75,3	94,7	85,1	71,5	93,2
	5 : 1	75,4	69,3	78,5	70,8	63,5	75,1
	3 : 2	-	-	-	-	-	-
PEEK-3	1 : 1	38,1	36,9	38,7	35,7	34,4	36,4
	1 : 2	57,9	54,2	59,7	43,9	40,9	45,6
	3 : 1	45,1	43,3	45,9	43,6	40,5	45,4
	1 : 4	61,1	56	63,8	57,9	50,9	61,8
	5 : 1	49,9	47,8	51	46,8	43,6	48,6
	3 : 2	74,7	69,3	77,4	68,8	60,1	73,9
PEEK-4	1 : 1	46	44,4	46,7	39,9	38	41
	1 : 2	50	47,6	51,1	45,9	42,4	47,9
	3 : 1	45,2	43,7	46	37,6	36,1	37,8
	1 : 4	54	50,4	55,8	49,1	45	51,4
	5 : 1	42,2	40,9	42,8	41,6	39,4	42,9
	3 : 2	57,9	54,8	59,4	50,2	45,7	52,8

Tabelle 23: Vergleich von mittleren, minimalen und maximalen Massentemperaturen bei der integralen Simulation von Block-on-Ring-Versuchen mit vier Prüfstellen sowie mit zwei Prüfstellen

Werkstoff	$p:v$ MPa : m s ⁻¹	4 Prüfstellen			2 Prüfstellen		
		T_{ave} °C	T_{min} °C	T_{max} °C	T_{ave} °C	T_{min} °C	T_{max} °C
PEEK-1	1 : 1	39	37,3	40	35,3	33,7	36,2
	1 : 2	50,2	45,6	52,8	48,2	43,2	51,1
	3 : 1	57,6	52,5	60,6	41,6	38,4	43,4
	1 : 4	100,7	81,8	111,9	85,1	68,3	95
	5 : 1	75,3	67,2	80	64	55,3	69,2
	3 : 2	-	-	-	89,7	72,5	100
PEEK-2	1 : 1	40	38	41,1	35,9	34,5	36,8
	1 : 2	53	47,9	56	48,4	43,5	51,3
	3 : 1	61,7	55,9	65	52,2	46,9	55,4
	1 : 4	85,1	71,5	93,2	78,4	64,6	86,5
	5 : 1	70,8	63,5	75,1	71,3	61,3	77,1
	3 : 2	-	-	-	88,1	72,1	97,6
PEEK-3	1 : 1	35,7	34,4	36,4	35,1	33,7	35,9
	1 : 2	43,9	40,9	45,6	48,6	43,9	51,3
	3 : 1	43,6	40,5	45,4	47,3	43,1	49,8
	1 : 4	57,9	50,9	61,8	79,5	65,8	87,6
	5 : 1	46,8	43,6	48,6	48,5	44	51,2
	3 : 2	68,8	60,1	73,9	63,6	54,5	69
PEEK-4	1 : 1	39,9	38	41	35,3	33,9	36,1
	1 : 2	45,9	42,4	47,9	41,2	38,6	42,6
	3 : 1	37,6	36,1	37,8	40,9	38,2	42,4
	1 : 4	49,1	45	51,4	50,3	46	52,7
	5 : 1	41,6	39,4	42,9	42,1	39,2	43,8
	3 : 2	50,2	45,7	52,8	51,5	46	54,8

5.4.2 Stift-Scheibe-System

Auch für das Integralmodell des Stift-Scheibe-Systems muss zunächst eine geeignete Nußelt-Korrelation zur Beschreibung der Konvektion identifiziert werden. Dies erfolgte durch den Abgleich der Temperatur am oberen Wellenabsatz (T_A) in den Simulationen mit den experimentell ermittelten Werten. Wie beim Block-on-Ring-System führte keiner der aus der Literatur bekannten Ansätze (Tabelle 3) zu einer hinreichenden Übereinstimmung, sodass für den Stift-Scheibe-Prüfstand ebenfalls eine spezifische Korrelation

$$Nu = 1,1 Re^{0,5} \quad (85)$$

eingeführt werden muss. Auch diese Korrelation wurde in der Vorabpublikation [124] vorgestellt und führt zu einer guten Annäherung der simulierten Temperaturen an die Messwerte (Tabelle 24). Lediglich bei einer Gleitgeschwindigkeit von 4 m s^{-1} wird die Wellentemperatur etwas unterschätzt. Durch die Festlegung des Exponenten auf 0,5 ergibt sich der Vorteil, dass die resultierende Nußelt-Zahl nur von der Geschwindigkeit, nicht jedoch von der charakteristischen Länge abhängt, was aufgrund der mehrfach abgesetzten Welle des Stift-Scheibe-Prüfstands die Anwendung erheblich vereinfacht. Abbildung 63 zeigt die Verläufe der Nußelt-Zahl über dem für die Stift-Scheibe-Versuche relevanten Bereich der Reynolds-Zahl. Zur Ermittlung der Grashof-Zahl wurde, wie bereits im Block-on-Ring-Modell, eine Wellentemperatur von 50°C angenommen. Die Korrelation aus Gleichung (85) ergibt nur bei niedrigsten Reynolds-Zahlen ähnliche Nußelt-Zahlen wie Korrelationen aus der Literatur und liegt ansonsten um einen Faktor von etwa 1,5 bis 2 darüber.

Tabelle 24: Vergleich der gemessenen und simulierten Temperaturen am oberen Wellenabsatz des Stift-Scheibe-Prüfstands

Werkstoff	$p : v$	T_A	$T_{A, \text{Sim}}$
	$\text{MPa} : \text{m s}^{-1}$	$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{C}$
PEEK-2	1 : 1	26,5	26,2
	1 : 2	29,8	28,2
	3 : 1	35,9	36,7
	1 : 4	32,1	28,6
	5 : 1	40,8	40,8
	3 : 2	44,3	44,0

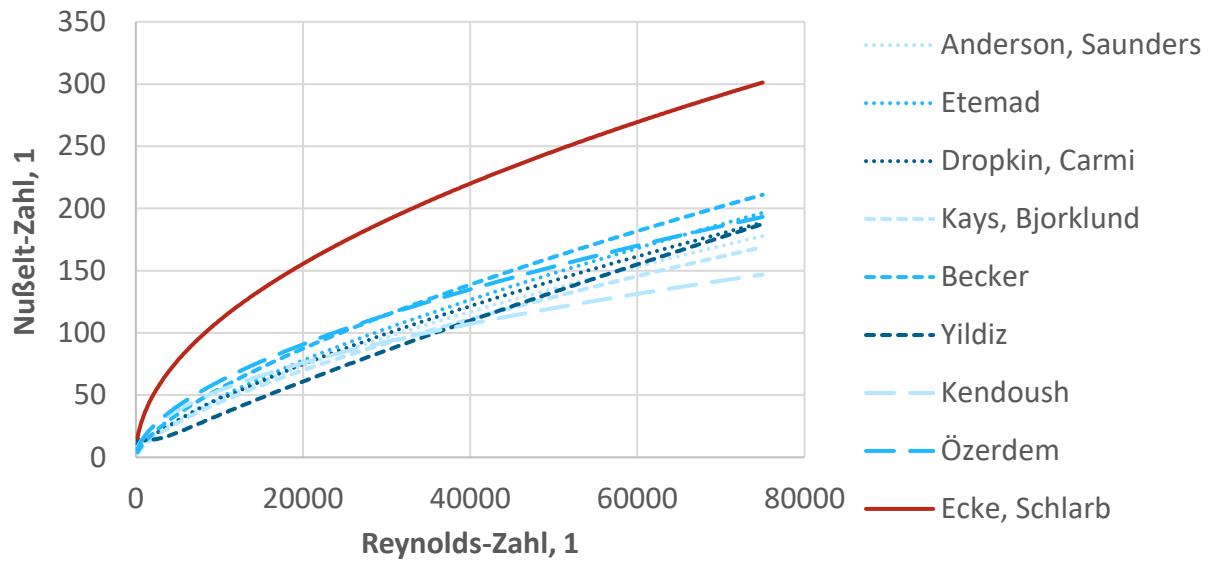


Abbildung 63: Vergleich von Nußelt-Korrelationen für den konvektiven Wärmeübergang an der rotierenden Welle des Stift-Scheibe-Prüfstands

Erfolgt die Anpassung des Rotationsfaktors analog zum Vorgehen beim Block-on-Ring-Modell, so wird mit den in der Vorabpublikation genannten Werten von $0,4$ bei 1 m s^{-1} und 2 m s^{-1} sowie $0,75$ bei 4 m s^{-1} eine gute Übereinstimmung zwischen den gemessenen und simulierten Temperaturen T_{mess} bzw. $T_{\text{MP,Sim}}$ $1,5 \text{ mm}$ oberhalb der Kontaktfläche erreicht (Tabelle 25). Auffällig sind erneut die gegenüber den Messwerten sehr niedrigen simulierten Temperaturen von PEEK-1. Mit den automatisierten, randomisierten Versuchen steht ein weiterer Datensatz für die Ermittlung des Rotationsfaktors zur Verfügung. Abbildung 64 zeigt für jeden Datenpunkt den Rotationsfaktor, mit welchem eine ideale Übereinstimmung von T_{mess} und $T_{\text{MP,Sim}}$ erreicht wird. Die Werte von PEEK-1 sind aufgrund der zuvor festgestellten erheblichen Abweichungen nicht dargestellt. Aus dem Diagramm ist ein deutliches Absinken des optimalen Rotationsfaktors mit steigendem pv-Wert zu erkennen, wenngleich die Daten eine erhebliche Streuung aufweisen. Der Verlauf des optimalen Rotationsfaktors kann durch die Regressionsgerade

$$\xi = 0,3458 - 000073 \frac{s}{\text{MPa m}} p v. \quad (86)$$

angenähert werden. Werden Simulationen mit Rotationsfaktoren gemäß dieser Beziehung durchgeführt, so ergibt sich die in Abbildung 65 dargestellte Verteilung der simulierten Temperaturen im Vergleich zu den gemessenen Temperaturen. Insgesamt ist dabei eine gute Übereinstimmung der Temperaturen zu erkennen, wobei die Temperaturen von PEEK-1 abermals überwiegend unterschätzt werden. Bei PEEK-3 tritt für einen einzelnen Datenpunkt eine starke Überschätzung der gemessenen Temperatur auf.

Tabelle 25: Vergleich der Temperaturen 1,5 mm oberhalb der Kontaktfläche im Stift-Scheibe-Versuch und in der Simulation

Werkstoff	$p:v$	T_{mess}	$T_{\text{MP,Sim}}$
	MPa : m s ⁻¹	°C	°C
PEEK-1	1:1	32,6 ± 3,9	31,5
	1:2	42 ± 1,9	37,4
	3:1	56,9 ± 4,6	45,6
	1:4	60,6 ± 1	52
	5:1	87,6 ± 4,4	61,8
	3:2	81,4 ± 5,5	65,3
PEEK-2	1:1	29,3 ± 2,8	31,1
	1:2	37,6 ± 2,4	35
	3:1	51,8 ± 4,5	52
	1:4	51,8 ± 1,8	51,5
	5:1	63,6 ± 6	62,4
	3:2	72,9 ± 2,7	74,2
PEEK-3	1:1	31,1 ± 4,1	31,9
	1:2	34,8 ± 1,3	36
	3:1	44,3 ± 2,6	39,9
	1:4	43,9 ± 5,8	49,1
	5:1	55,5 ± 7,4	52,7
	3:2	50,8 ± 3,9	59
PEEK-4	1:1	40 ± 9	35,1
	1:2	40,3 ± 3,9	33,7
	3:1	42,3 ± 2,2	38,3
	1:4	41,9 ± 2	42,9
	5:1	44,3 ± 2,3	43,7
	3:2	44,7 ± 1,9	43,5

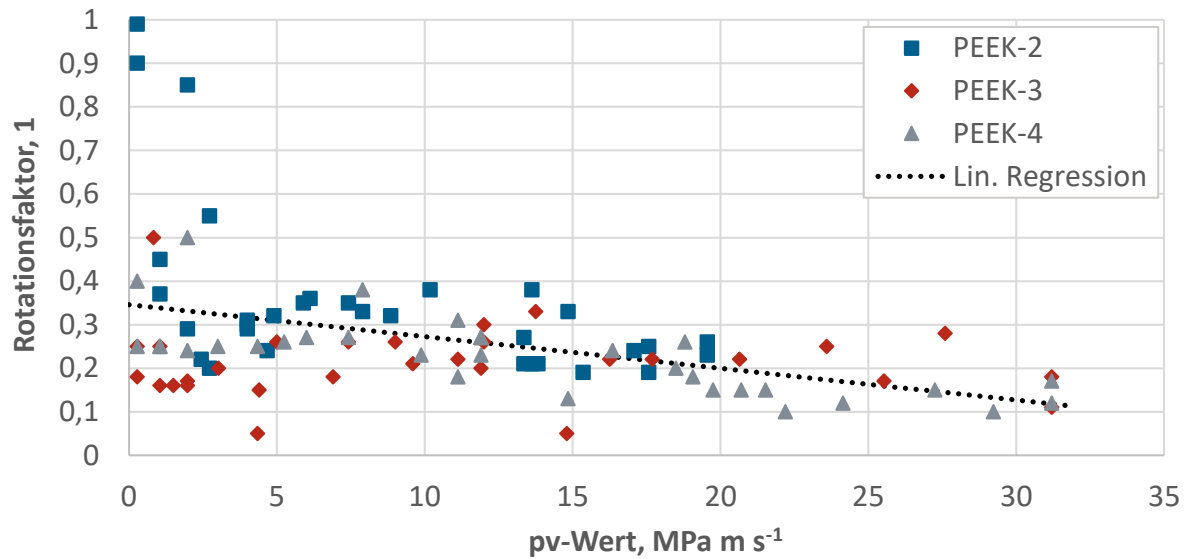


Abbildung 64: Optimale Rotationsfaktoren für die einzelnen Datenpunkte der automatisierten, randomisierten Versuche

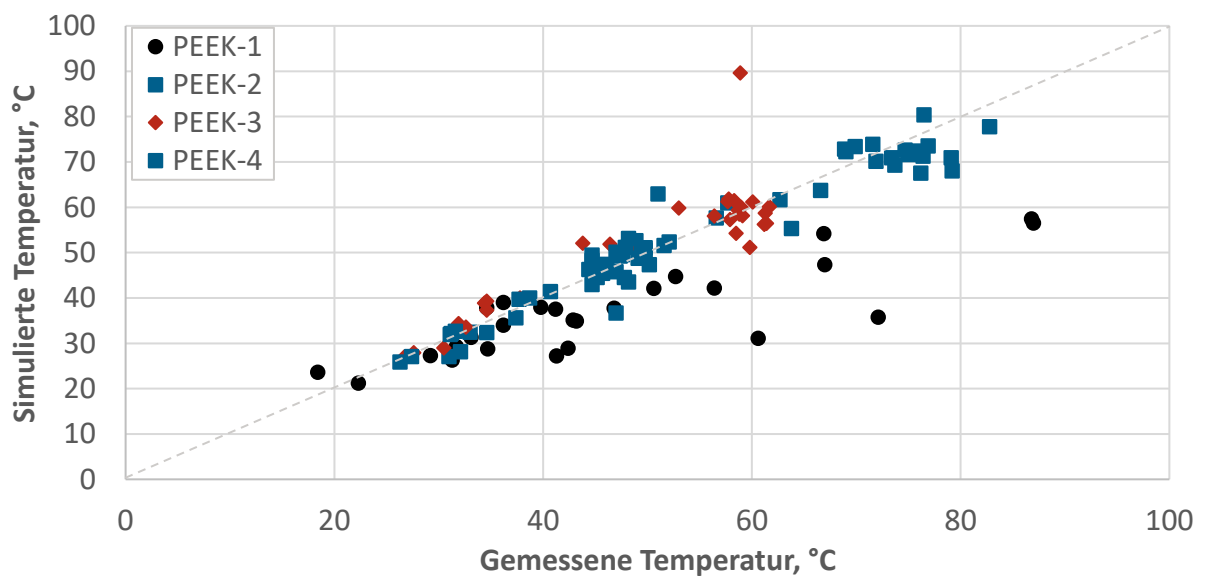


Abbildung 65: Vergleich der Temperaturen 1,5 mm oberhalb der Kontaktfläche im Stift-Scheibe-Versuch und in der Simulation mit Rotationsfaktoren gemäß Gleichung (86)

Die Temperaturverteilung im Stift-Scheibe-Integralmodell ist in Abbildung 66 (links) am Beispiel von PEEK-2 unter 5 MPa und 1 m s^{-1} dargestellt. Wie im Block-on-Ring-Modell liegt innerhalb des Grundkörpers ein starker Temperaturgradient vor. Im Probenhalter liegt näherungsweise Raumtemperatur vor, die Wellentemperatur liegt hingegen an allen Punkten oberhalb der Raumtemperatur. Die Temperaturverteilung in der Kontaktfläche (Abbildung 66, rechts) ist jener im Block-on-Ring-Modell sehr ähnlich, da sie die gleiche Symmetrie aufweist und auch hier die Temperatur vom Zentrum der Kontaktfläche zu den Außenkanten hin abfällt.

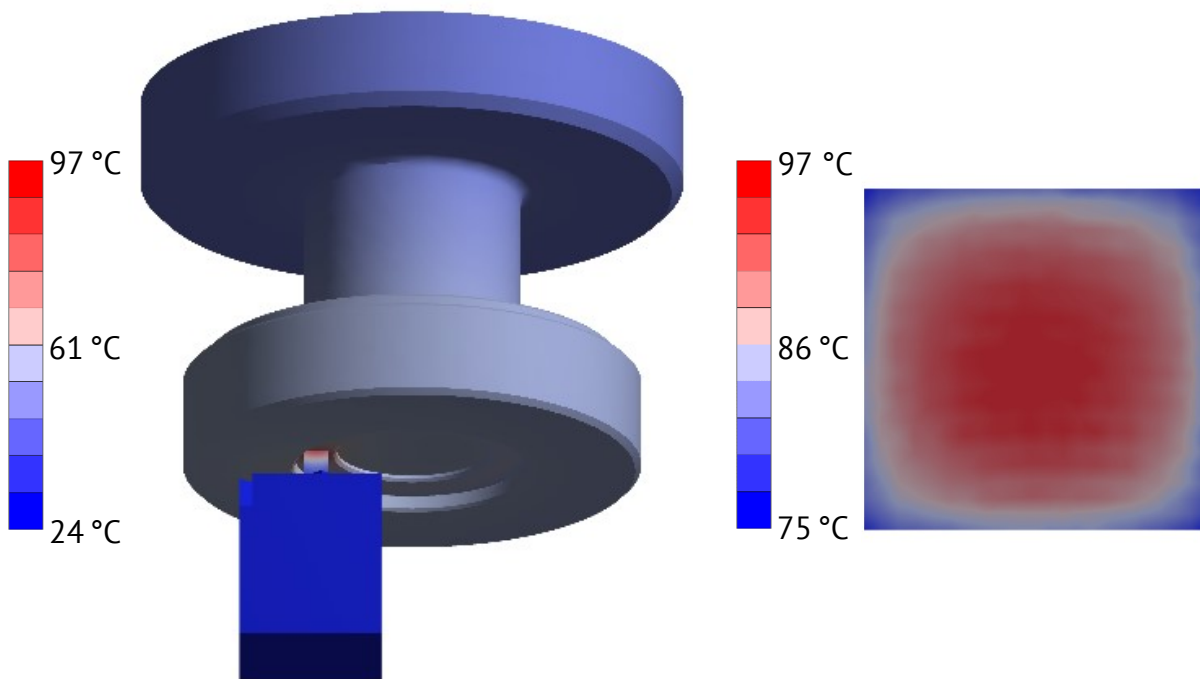


Abbildung 66: Simulierte Temperaturverteilung bei der Stift-Scheibe-Prüfung von PEEK-2 unter 5 MPa und 1 m s^{-1} . Links: Gesamtmodell. Rechts: Gleitfläche des Grundkörpers.

In Tabelle 26 sind die mittleren, minimalen und maximalen Massentemperaturen (T_{ave} , T_{min} und T_{max}) aus dem Modell des isolierten Grundkörpers und dem Integralmodell gegenübergestellt. Für letzteres wurden Rotationsfaktoren nach Gleichung (86) angewandt. Die Wärmeleitfähigkeit wurde als isotrop angenommen, da bei den zugrundeliegenden Versuchen sowohl Längs- als auch Querproben verwendet wurden. Die Auswirkung der Anisotropie wird in Abschnitt 5.4.5 eingehend betrachtet. Wie bereits für das Block-on-Ring-System ergeben sich auch für das Stift-Scheibe-System im Integralmodell meist niedrigere mittlere Massentemperaturen und stärkere Gefälle zwischen minimaler und maximaler Massentemperatur als im Modell des isolierten Grundkörpers. Außerdem sind die Temperaturen für PEEK-1 im Modell des isolierten Grundkörpers auch im Stift-Scheibe-System auffällig hoch. Die errechneten maximalen Massentemperaturen im Modell des isolierten Grundkörpers liegen für die Lastkombinationen von 5 MPa und 1 m s^{-1} sowie 3 MPa und 2 m s^{-1} oberhalb der Glasübergangstemperatur von PEEK.

Tabelle 26: Vergleich von mittleren, minimalen und maximalen Massentemperaturen bei der Simulation von Stift-Scheibe-Versuchen mit dem Modell des isolierten Grundkörpers sowie dem Integralmodell

Werkstoff	$p:v$ MPa : m s ⁻¹	Modell des isolierten Grundkörpers			Integralmodell		
		T_{ave} °C	T_{min} °C	T_{max} °C	T_{ave} °C	T_{min} °C	T_{max} °C
PEEK-1	1 : 1	41,6	38,6	43,4	38,2	34,8	40,2
	1 : 2	64,2	55,6	69,6	52,2	44,6	56,6
	3 : 1	88,3	77,9	94,7	64,7	54,9	70,4
	1 : 4	115,8	91,3	131,3	69,8	56,9	77,3
	5 : 1	146,4	127,2	158,2	88,7	74,1	97,2
	3 : 2	148,1	122,6	163,7	100,3	80,8	111,6
PEEK-2	1 : 1	33,6	32,5	34,3	35	32,2	36,7
	1 : 2	49,8	46,1	52,1	42,6	37,8	45,4
	3 : 1	71,4	66,3	74,4	67,2	57,5	72,8
	1 : 4	81,6	70,9	88,3	59	48,7	64,9
	5 : 1	91	84	95,4	81,6	68,8	89
	3 : 2	114	101,5	121,7	105,4	85,6	116,8
PEEK-3	1 : 1	35,3	34,5	35,8	34,4	31,6	36
	1 : 2	42,1	40,3	43,2	43,5	37,6	47
	3 : 1	55,3	53,1	56,6	46,2	41,2	49,1
	1 : 4	59,6	55,1	62,4	52,2	44,2	56,8
	5 : 1	72,2	68,9	74,2	61,7	53,1	66,6
	3 : 2	67,9	63,8	70,4	70,3	58,2	77,3
PEEK-4	1 : 1	47,9	46,5	48,7	36,2	32,6	38,3
	1 : 2	49,8	47,7	51	39,5	34,5	42,4
	3 : 1	61,2	49,7	52,2	44,8	39,2	48
	1 : 4	54,4	51,2	56,4	41,2	35,4	44,4
	5 : 1	54,2	52,4	55,2	46,6	40,9	49,9
	3 : 2	56,6	54	58,1	47,2	40,6	51

Werden die Reibungskoeffizienten aus den automatisierten, randomisierten Versuchen über der mittleren Massentemperatur aufgetragen (Abbildung 67, oben), ist für die Com-

pounds PEEK-2, -3 und -4 eine fallende Tendenz des Reibungskoeffizienten mit steigender Temperatur festzustellen, obgleich die Verläufe mit einer nicht unerheblichen Streuung behaftet sind. Der Reibungskoeffizient von PEEK-1 bleibt im untersuchten Temperaturbereich nahezu konstant. Der Verschleißkoeffizient (Abbildung 67, unten) zeigt bei keinem der betrachteten Werkstoffe eine klare Temperaturabhängigkeit. Mit steigender Temperatur ist lediglich eine Verringerung der Streubreite zu beobachten.

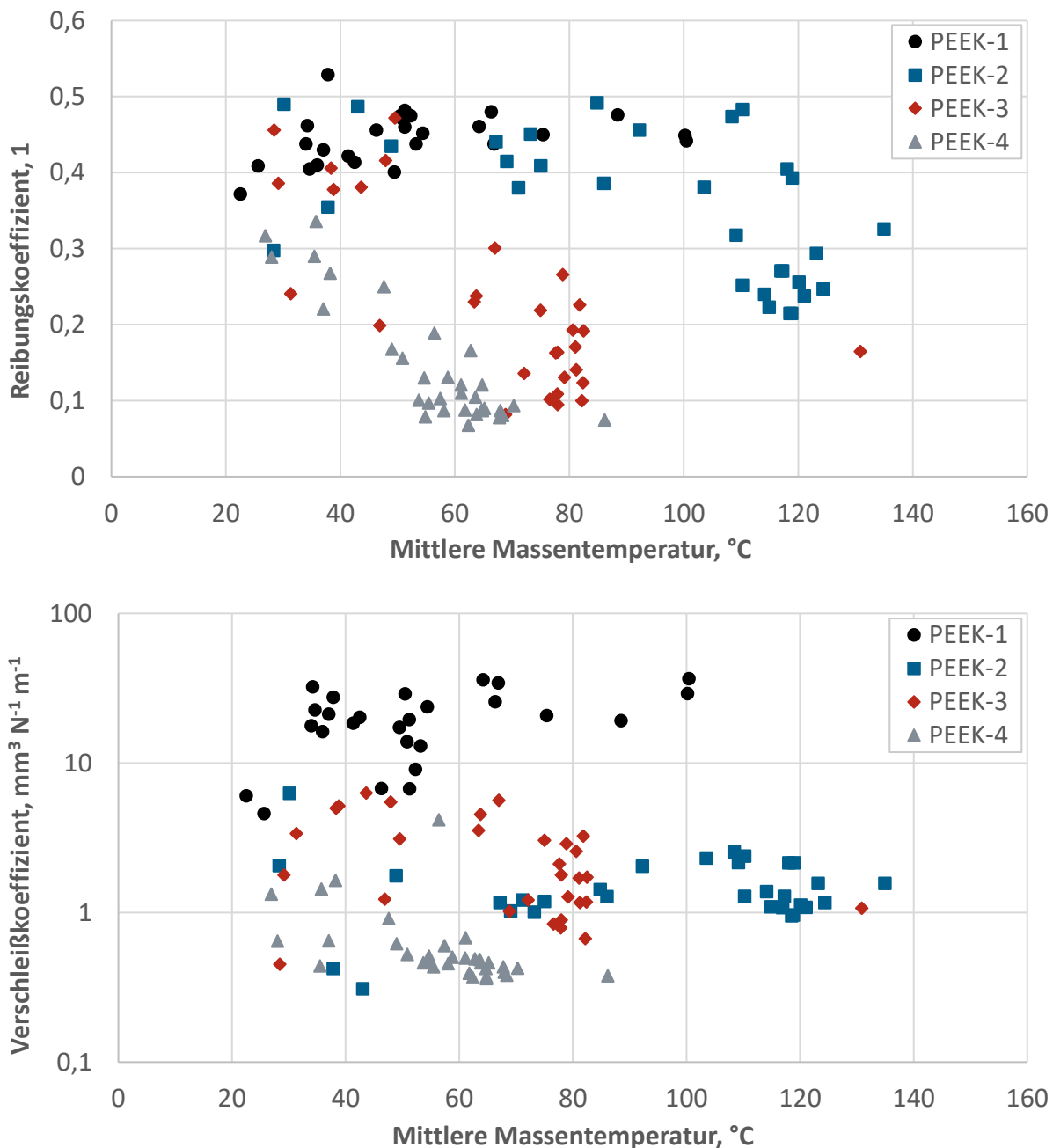


Abbildung 67: Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten (oben) und des Verschleißkoeffizienten (unten) von der mittleren Massentemperatur in den automatisierten, randomisierten Versuchen

5.4.3 Bended-Plate-on-Ring-System

Abbildung 68 (links) zeigt die Temperaturverteilung im Bended-Plate-on-Ring-Modell am Beispiel von PEEK-4 unter 1 MPa und 1 m s^{-1} . Temperaturmaxima treten im Prüfkontakt sowie im Stehlager auf. Die Temperatur nimmt innerhalb der Kontaktfläche (Abbildung 68, rechts) von innen nach außen ab. Auf der dem Getriebe zugewandten Seite liegen etwas niedrigere Temperaturen vor als auf der dem Stehlager zugewandten Seite. Über die Dicke der Kunststoffbeschichtung liegt ein steiler Temperaturgradient vor, das Aluminiumsubstrat weist hingegen eine nahezu einheitliche Temperatur von etwa 79°C auf.

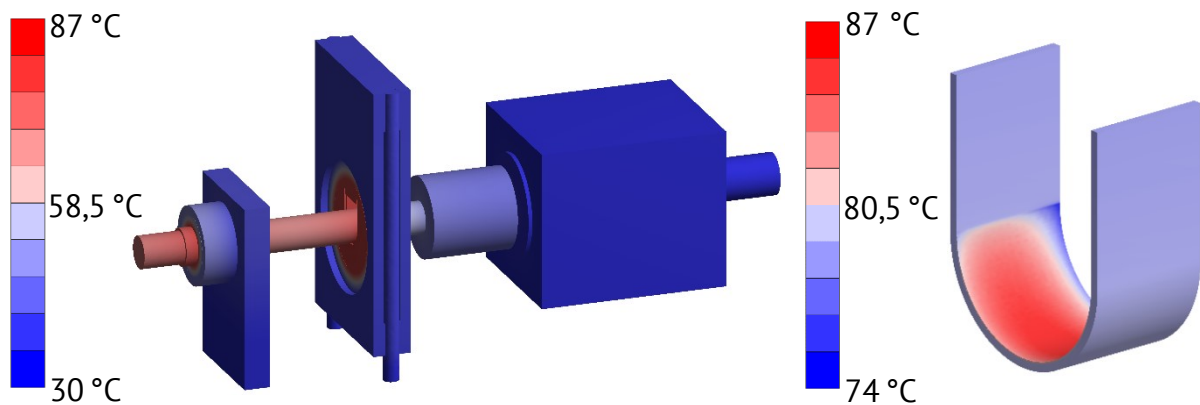


Abbildung 68: Simulierte Temperaturverteilung bei der Bended-Plate-on-Ring-Prüfung von PEEK-4 unter 1 MPa und 1 m s^{-1} . Links: Gesamtmodell. Rechts: Gleitfläche des Grundkörpers.

Die Temperaturen zwischen dem Substrat und dem Probenhalter werden in den Simulationen in den meisten Fällen um mehrere $^\circ\text{C}$ niedriger geschätzt als die gemessenen Temperaturen (Abbildung 69, links). Ausnahmen bilden PEEK-1 unter 1 MPa und 1 m s^{-1} , da hier die gemessene Temperatur deutlich niedriger liegt als in den Simulationen, sowie PEEK-4 unter 0,5 MPa und 1 m s^{-1} , da hier eine besonders gute Übereinstimmung von Experiment und Simulation vorliegt. Die am Lagerbock gemessenen Temperaturen werden in den Simulationen in guter Näherung reproduziert (Abbildung 69, rechts).

Die Temperaturen in der Kontaktfläche (Tabelle 27) sind erheblich höher als jene in den Block-on-Ring- und Stift-Scheibe-Systemen unter vergleichbar niedrigen Lasten. Für PEEK-1 ergibt sich unter 1 MPa und 1 m s^{-1} eine mittlere Massentemperatur, welche oberhalb der Glasübergangstemperatur des Werkstoffs liegt.

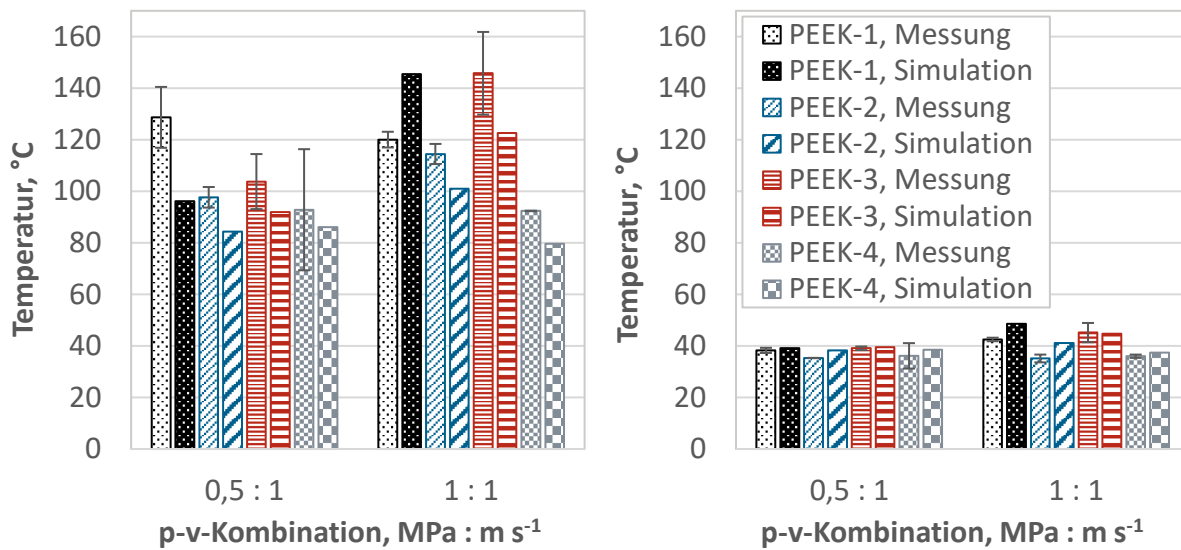


Abbildung 69: Vergleich der gemessenen und simulierten Temperaturen zwischen Substrat und Probenhalter (links) sowie am Lagerbock (rechts) im Bended-Plate-on-Ring-Versuch

Tabelle 27: Vergleich von mittleren, minimalen und maximalen Massentemperaturen bei der Simulation von Bended-Plate-on-Ring-Versuchen

Werkstoff	$p : v$	T_{ave}	T_{min}	T_{max}
	MPa : m s ⁻¹	°C	°C	°C
PEEK-1	0,5 : 1	103,1	90,4	108,8
	1 : 1	160,2	138,2	170,4
PEEK-2	0,5 : 1	90,5	80,1	94,9
	1 : 1	109	95,6	114,9
PEEK-3	0,5 : 1	95,9	85	100,3
	1 : 1	128,5	112,4	135,2
PEEK-4	0,5 : 1	90,3	80,5	94,6
	1 : 1	83,4	74,4	87

5.4.4 Gleitlagerprüfstand

Die Temperaturverteilung im Modell des Gleitlagerprüfstands ist in Abbildung 70 (links) am Beispiel von PEEK-5 unter 0,5 MPa und 1 m s⁻¹ dargestellt. Wie bereits im Bended-Plate-on-Ring-Modell treten Temperaturmaxima im Prüfkontakt sowie im Stehlager auf, die Temperatur nimmt innerhalb der Kontaktfläche Abbildung 70 (rechts) von innen nach außen ab und getriebeseitig stellen sich geringfügig niedrigere Temperaturen ein als auf der dem Stehlager zugewandten Seite. Über die Wandstärke der Lagerbuchse fällt die Temperatur von innen nach außen stark ab.

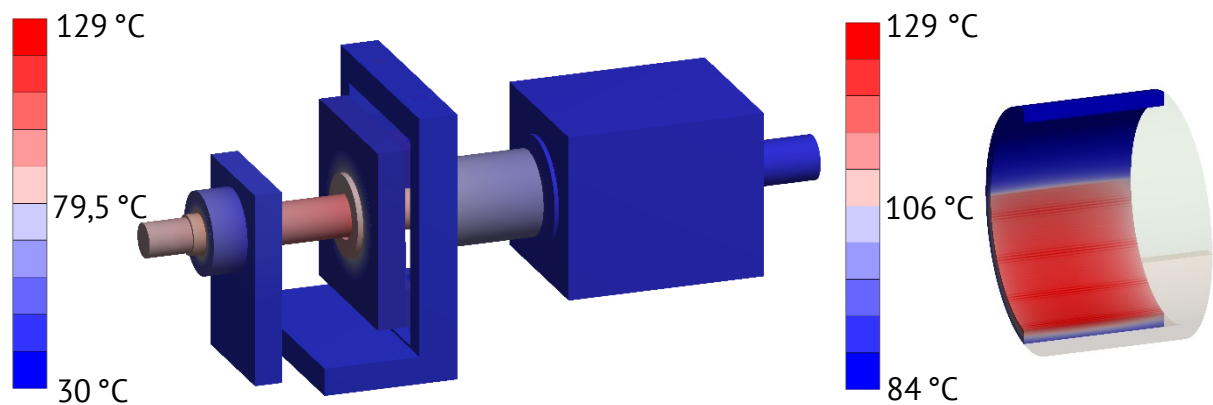


Abbildung 70: Simulierte Temperaturverteilung beim Gleitlagerversuch mit PEEK-5 unter 0,5 MPa und 1 m s^{-1} . Links: Gesamtmodell. Rechts: Gleitfläche des Grundkörpers.

Die simulierten Temperaturen an der äußeren Mantelfläche des Gleitlagers erreichen insgesamt eine gute Näherung der experimentellen Ergebnisse (Abbildung 71, oben). Lediglich die Temperatur aus dem Versuch mit PEEK-5 unter $0,17 \text{ MPa}$ und 1 m s^{-1} wird deutlich unterschätzt, jedoch weisen unter diesen Versuchsbedingungen auch die Messwerte eine besonders hohe Streuung auf. Die simulierten Temperaturen an der Welle unmittelbar außerhalb des Kontaktes wird für den Versuch mit PEEK-5 unter 1 MPa und $0,5 \text{ m s}^{-1}$ unterschätzt, ansonsten jedoch in guter Näherung vorhergesagt (Abbildung 71, unten links). Die am Lagerbock gemessenen Temperaturen werden in den Simulationen für die Lastkombination von $0,17 \text{ MPa}$ und $0,5 \text{ m s}^{-1}$ sehr genau wiedergegeben und für $0,5 \text{ MPa}$ und 1 m s^{-1} sowie für 1 MPa und $0,5 \text{ m s}^{-1}$ lediglich geringfügig unterschätzt (Abbildung 71, unten rechts).

Die Temperaturen in der Kontaktfläche (Tabelle 28) sind, wie im Bended-Plate-on-Ring-Versuch, erheblich höher als jene in den Block-on-Ring- und Stift-Scheibe-Versuchen bei niedrigen Lasten. Dabei ist anzumerken, dass der niedrigste in den Modellversuchen geprüfte $p\dot{v}$ -Wert von 1 MPa m s^{-1} im Gleitlagerversuch von keinem der beiden Werkstoffe überhaupt ertragen werden konnte.

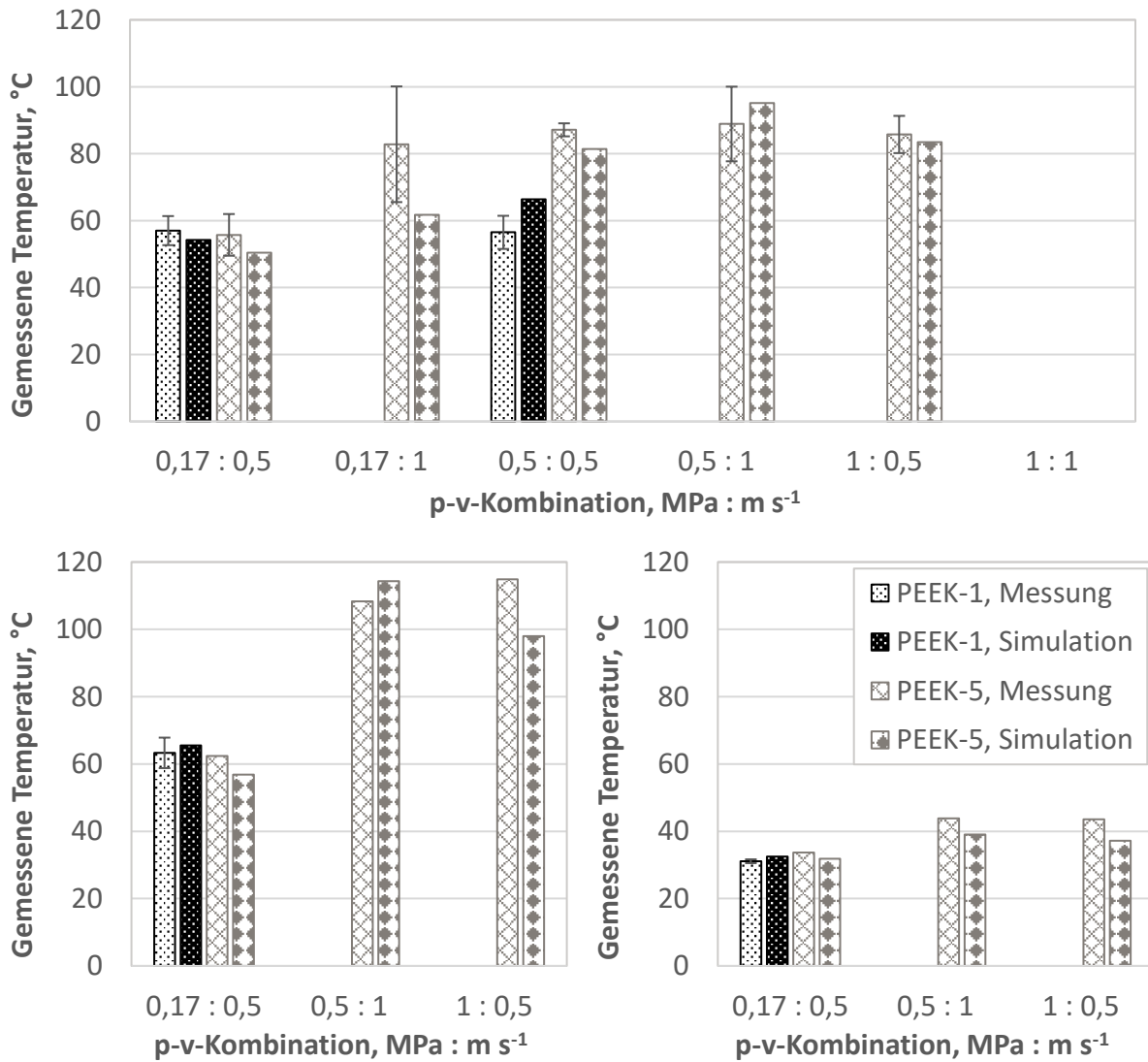


Abbildung 71: Vergleich der gemessenen und simulierten Temperaturen an der äußeren Mantelfläche des Gleitlagers (oben) an der Welle (unten links) sowie am Lagerbock (unten rechts) im Gleitlagerversuch

Tabelle 28: Vergleich von mittleren, minimalen und maximalen Massentemperaturen bei der Simulation von Gleitlagerversuchen

Werkstoff	$p:v$	T_{ave}	T_{min}	T_{max}
	MPa : m s ⁻¹	°C	°C	°C
PEEK-1	0,17 : 0,5	67,4	61,7	69,6
	0,5 : 0,5	85,7	77,4	88,9
PEEK-5	0,17 : 0,5	58,4	53,4	61,6
	0,17 : 1	73,7	66,2	78,2
	0,5 : 0,5	99,7	88,3	107,4
	0,5 : 1	119	104	128,6
	1 : 0,5	102,5	90,5	110,4

5.4.5 Einfluss der anisotropen Wärmeleitung

Wie in Abschnitt 5.2.3 dargestellt, weisen die Wärmeleitfähigkeiten der Grundkörper eine ausgeprägte Anisotropie auf. Um deren Einfluss beurteilen zu können, werden im Folgenden Ergebnisse aus Simulationen mit anisotropen Werkstoffmodellen solchen aus Simulationen mit isotropen Werkstoffmodellen unter ansonsten gleichen Bedingungen gegenübergestellt.

Wie in Abbildung 72 zu erkennen, hat die Berücksichtigung der Anisotropie nahezu keinen Einfluss auf die mittleren Massentemperaturen und Messpunkttemperaturen in den Block-on-Ring-Simulationen. Gleiches gilt auch für die minimalen und maximalen Massentemperaturen (Anhang H, Abbildung 98). Die Verwendung des anisotropen Werkstoffmodells führt allerdings in einigen Fällen zu einem geringfügigen Anstieg des Wärmeaufteilungskoeffizienten (Abbildung 73, links). In Abbildung 73 (rechts) ist aufgetragen, welcher prozentuale Anteil der in die Grundkörper eingeleiteten Wärme durch Konvektion an den Außenflächen abgeführt wird, anstatt durch den gesamten Grundkörper hindurch in den Probenhalter geleitet zu werden. Dieser konvektive Anteil überwiegt in allen betrachteten Versuchen. Ein Einfluss der Anisotropie ist nicht eindeutig erkennbar.

Im Stift-Scheibe-System wurden nicht wie in den Block-on-Ring-Versuchen mehrere Grundkörper mit unterschiedlichen Ausrichtungen gleichzeitig geprüft, sondern jeweils ein Grundkörper pro Versuch. Die anisotropen Simulationen wurden daher separat mit Werkstoffmodellen für Längs- und Querproben (beispielhaft mit den Orientierungen und Wärmeleitfähigkeiten der zusammengefassten Probenentnahmepositionen 7, 8, 21 und 22, vgl. Abschnitt 5.1 und 5.2.3) durchgeführt. Ein Einfluss der Anisotropie auf die Massen- und Messpunkttemperaturen ist für Längsproben nicht feststellbar (Abbildung 74 sowie Anhang H, Abbildung 99). Die Wärmeaufteilungskoeffizienten sind im isotropen Modell für PEEK-2 und PEEK-3 geringfügig höher als im anisotropen Modell, für PEEK-4 hingegen minimal niedriger (Abbildung 75, links). Sie steigen in beiden Fällen deutlich mit zunehmender Wärmeleitfähigkeit des Grundkörperwerkstoffs. Der Anteil der Konvektion an der Wärmeabfuhr aus dem Grundkörper wird durch die Berücksichtigung der Anisotropie nicht beeinflusst (Abbildung 75, rechts). Für Querproben (Anhang H, Abbildung 100) unterscheiden sich die Massentemperaturen ebenfalls nicht. Auch die Messpunkttemperaturen sind lediglich bei PEEK-2 unter hohen Lasten im anisotropen Fall geringfügig höher. Die Wärmeaufteilungskoeffizienten sind bei den Querproben durchweg niedriger als mit dem isotropen Werkstoffmodell. Der konvektive Anteil der Wärmeabfuhr aus dem Grundkörper ist für PEEK-2 und PEEK-3 im isotropen Modell leicht erhöht.

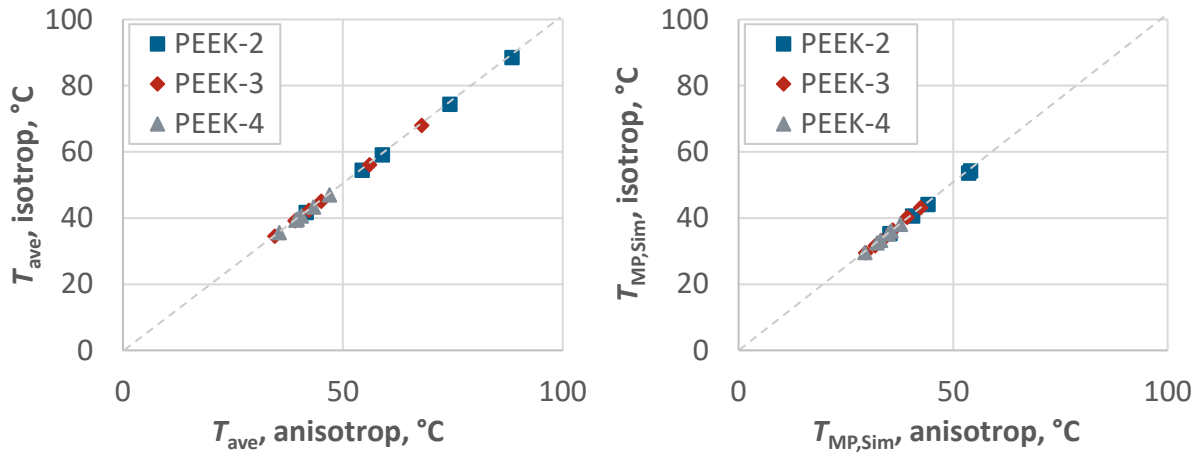


Abbildung 72: Mittlere Massentemperaturen (links) und Messpunkttemperaturen 1,5 mm oberhalb der Kontaktfläche (rechts) im integralen Block-on-Ring-Modell. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell.

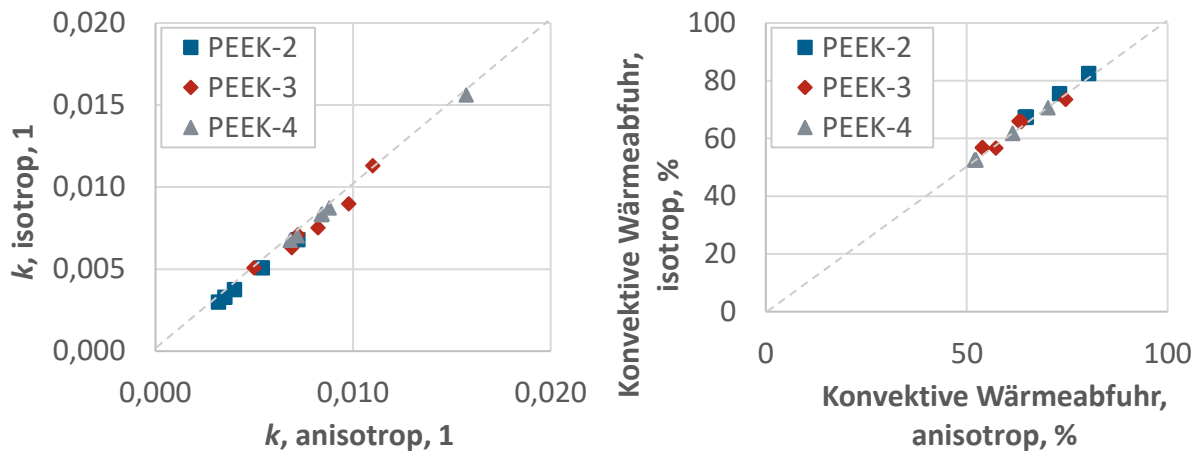


Abbildung 73: Wärmeverteilungskoeffizienten (links) und Anteile der Konvektion an der Ableitung der Wärme am Grundkörper (rechts) im integralen Block-on-Ring-Modell. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell.

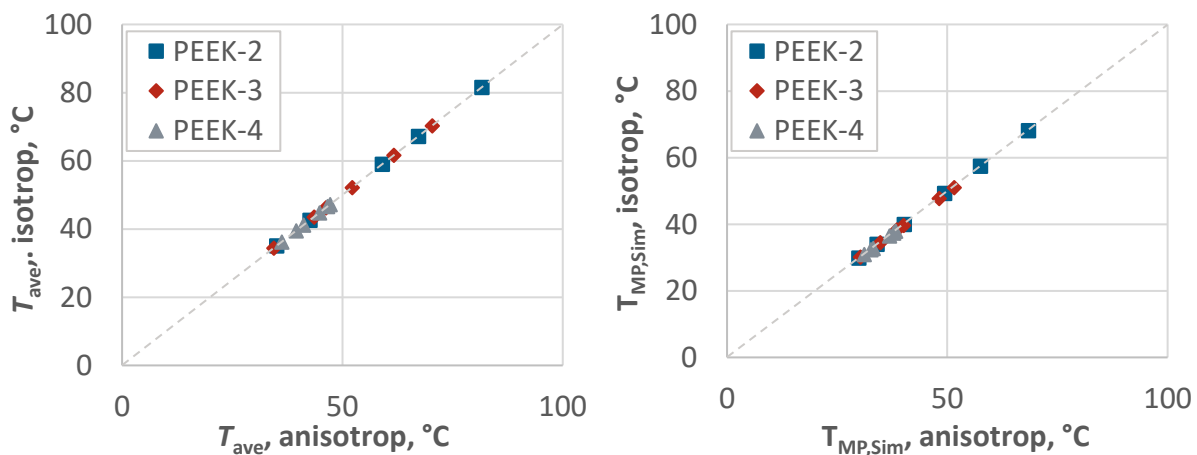


Abbildung 74: Mittlere Massentemperaturen (links) und Messpunkttemperaturen 1,5 mm oberhalb der Kontaktfläche (rechts) im integralen Stift-Scheibe-Modell. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell.

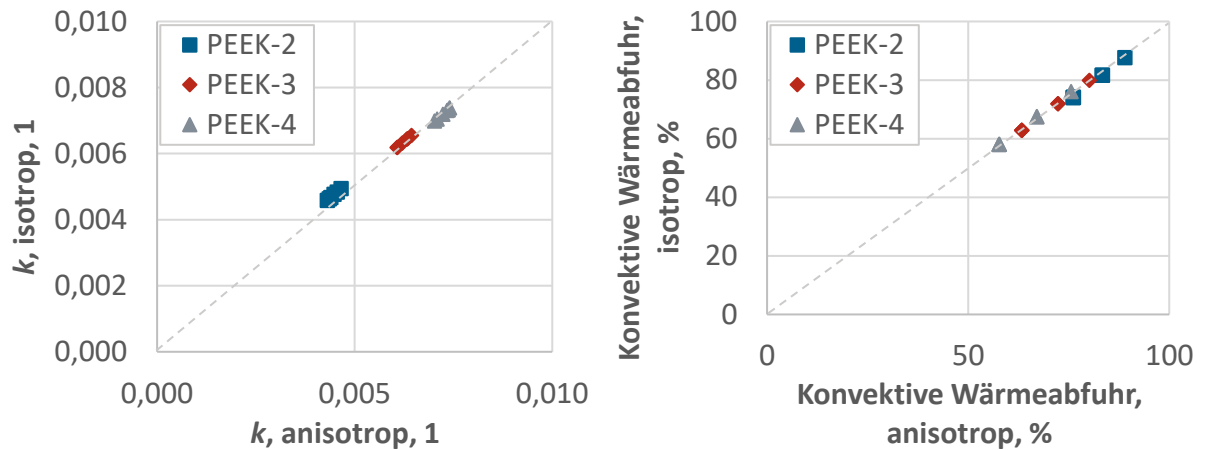


Abbildung 75: Wärmeaufteilungskoeffizienten (links) und Anteile der Konvektion an der Ableitung der Wärme am Grundkörper (rechts) im integralen Stift-Scheibe-Modell. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell.

Im Bended-Plate-on-Ring-Modell wirkt sich die Berücksichtigung der Anisotropie nicht auf die Massentemperaturen aus (Anhang H, Abbildung 101). Die Temperaturen am Messpunkt zwischen Substrat und Probenhalter sind ebenso wie die Wärmeaufteilungskoeffizienten bei Berücksichtigung der Anisotropie etwas niedriger (Abbildung 76). Ein nahezu identisches Verhalten zeigt sich auch im Gleitlagermodell (Abbildung 77 sowie Anhang H, Abbildung 102).

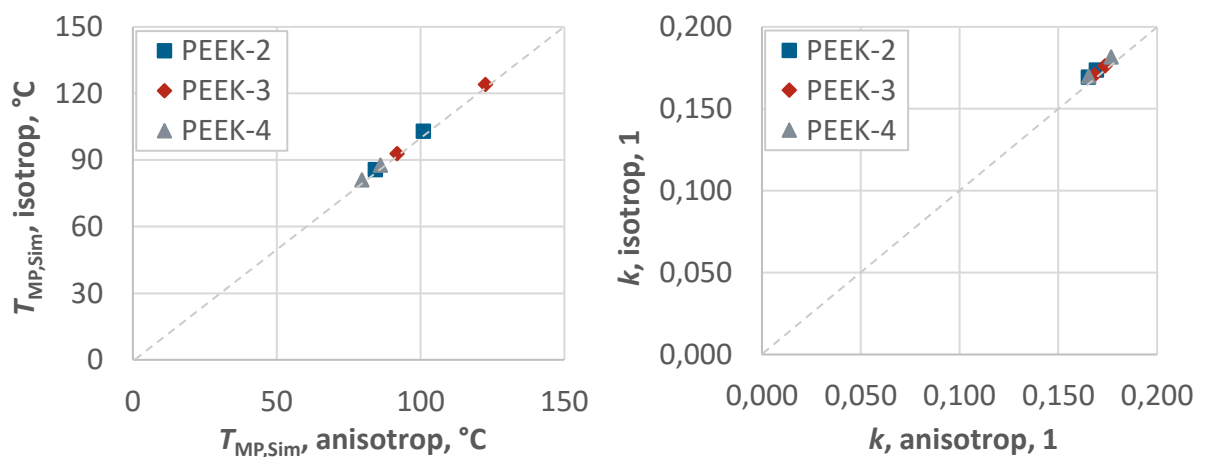


Abbildung 76: Mittlere Massentemperaturen (links), Messpunkttemperaturen (rechts) und Wärmeaufteilungskoeffizienten (unten) im Bended-Plate-on-Ring-Modell. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell.

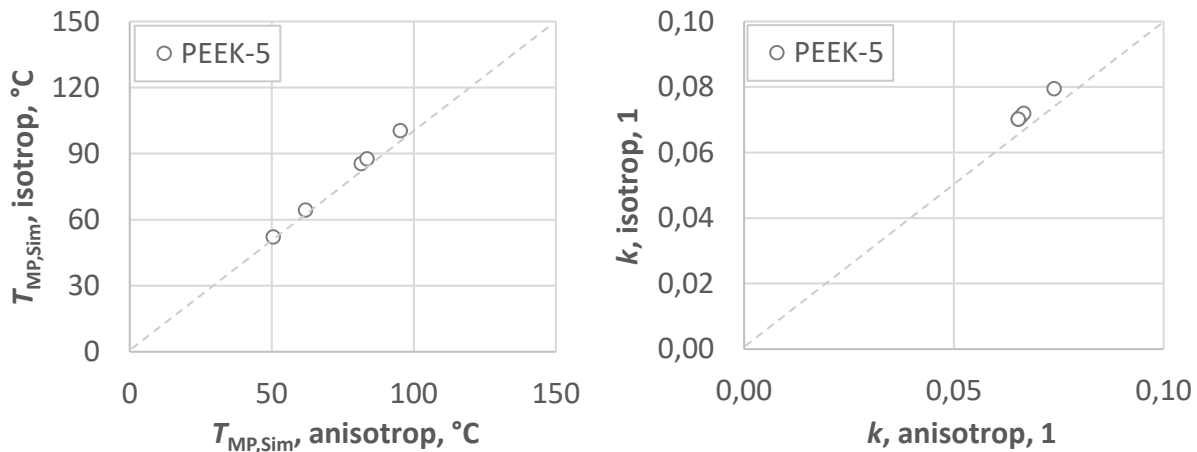


Abbildung 77: Mittlere Massentemperaturen (oben links), Messpunkttemperaturen (oben rechts) und Wärmeaufteilungskoeffizienten (unten) im Gleitlagermodell. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell.

Die Auswirkung der Berücksichtigung von Anisotropie im Modell des isolierten Grundkörpers wurde am Beispiel des Block-on-Ring-Systems untersucht. Längs- und Querproben wurden wie im integralen Stift-Scheibe-Modell separat betrachtet. Für Längsproben ergeben sich bei Berücksichtigung der Anisotropie geringfügig höhere Massentemperaturen und Wärmeaufteilungskoeffizienten, während das Verhältnis von Konvektion und Konduktion an der Wärmeableitung nicht wesentlich beeinflusst wird (Anhang H, Abbildung 103). Bei der Simulation von Querproben (Anhang H, Abbildung 104) führt die Berücksichtigung der Anisotropie für PEEK-2 und PEEK-3 zu einer leichten Verringerung der Massentemperaturen, für PEEK-4 hingegen zu einem marginalen Anstieg gegenüber der isotropen Konfiguration. Die Wärmeaufteilungskoeffizienten steigen bei anisotroper Modellierung an, während das Verhältnis von Konvektion zu Konduktion sinkt. Der letztgenannte Effekt ist mit zunehmender Wärmeleitfähigkeit des untersuchten Werkstoffs weniger stark ausgeprägt.

5.4.6 Einfluss transienter Effekte

Wird das Stift-Scheibe-System mit der in 4.6.2.2 beschriebenen Methodik transient simuliert, ergibt sich ein zeitlicher Verlauf der Gleitflächentemperaturen, der in Abbildung 78 am Beispiel von PEEK-1 unter 5 MPa und 1 m s^{-1} dargestellt ist. Zunächst stellt sich im initialen, stationären Lastschritt ($t \leq 0,1 \text{ s}$) eine Temperaturverteilung im System ein, die aus der gleichmäßigen Einleitung der Reibungswärme in die gesamte Lauffläche des Gegenkörpers resultiert. Zum Beginn des transienten Lastschritts steigen die maximale und mittlere Massentemperatur stark an, da nun die gesamte Wärmefreisetzung innerhalb der Kontaktfläche erfolgt. Die minimale Massentemperatur sinkt hingegen geringfügig ab, da

außerhalb der Kontaktfläche keine Wärme mehr in den Gegenkörper eingeleitet wird und dieser infolgedessen mit einer niedrigeren Temperatur in den Kontakt eintritt. Nach kurzer Zeit, im Beispiel bei etwa 0,2 s, erreichen die Massentemperaturen ein stabiles Niveau, wobei die minimale und maximale Massentemperatur noch eine Fluktuation von mehreren °C aufweisen.

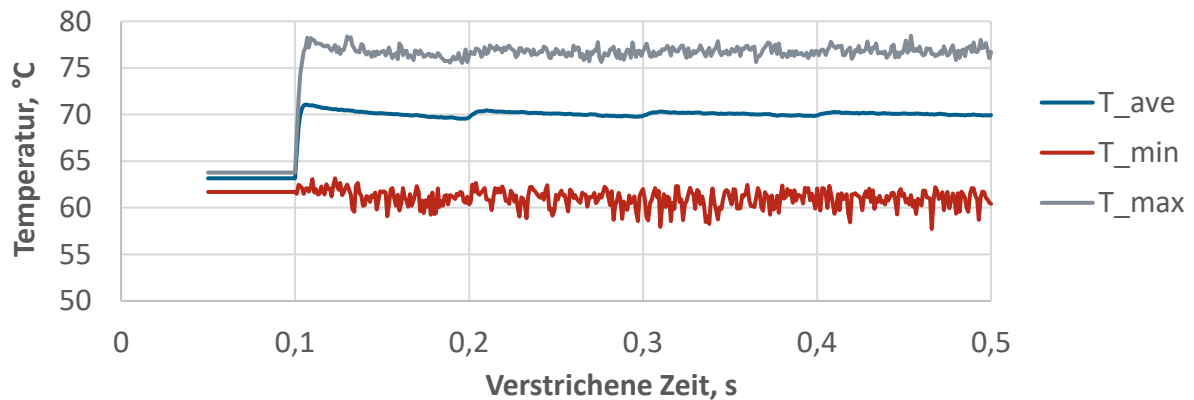


Abbildung 78: Zeitlicher Verlauf der mittleren, minimalen und maximalen Massentemperatur in der transienten Simulation eines Stift-Scheibe-Versuchs mit PEEK-1 unter 5 MPa und 1 m s^{-1} . Der stationäre Lastschritt endet bei 0,1 s.

Die Temperaturverteilung innerhalb der Kontaktfläche zeigt Abbildung 79 am Beispiel von PEEK-2 unter 5 MPa und 1 m s^{-1} sowie 1 MPa und 4 m s^{-1} . Sie unterscheidet sich deutlich von der in Abbildung 66 dargestellten Verteilung im stationären Versuch. So ist das Temperaturmaximum vom Zentrum der Kontaktfläche zur Auslaufkante hin verschoben, während sich nahe der Einlaufkante ein großflächiger Bereich mit niedriger Temperatur ausbildet. Mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit zieht dieser kühlere Bereich weiter in die Kontaktfläche hinein.

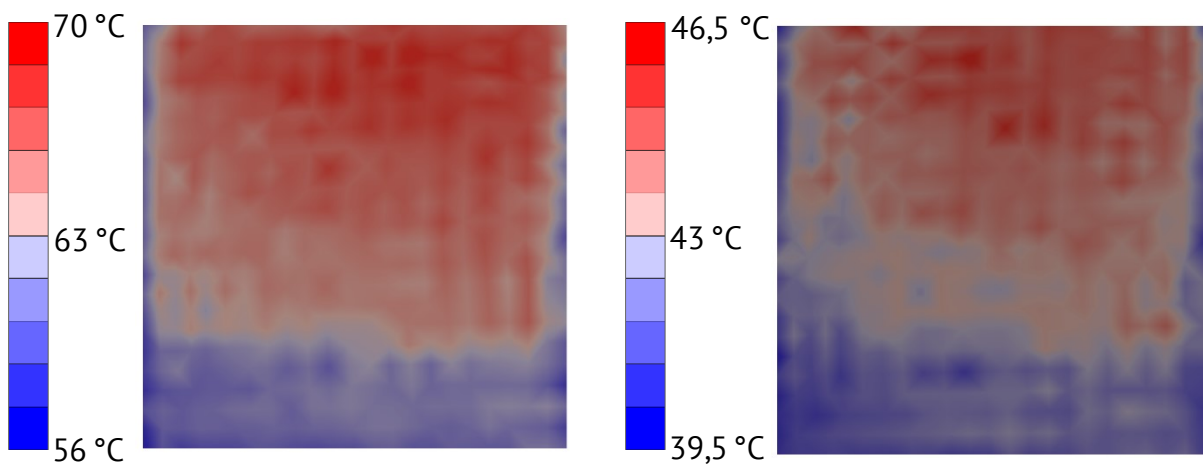


Abbildung 79: Transient simulierte Temperaturverteilung in der Gleitfläche des Grundkörpers bei der Stift-Scheibe-Prüfung von PEEK-2 unter 5 MPa und 1 m s^{-1} (links) sowie 1 MPa und 4 m s^{-1} (rechts). Gleitrichtung von unten nach oben.

In Tabelle 29 sind die in der transienten Simulation errechneten Massen- und Messpunkttemperaturen jenen aus den stationären Simulationen gegenübergestellt. Die transienten Simulationen ergeben für alle Werkstoffe und unter sämtlichen betrachteten Lastbedingungen zu erheblich niedrigeren Temperaturen.

Tabelle 29: Massen- und Messpunkttemperaturen bei der Simulation von Stift-Scheibe-Versuchen mit dem Modell. Vergleich zwischen transienten und stationären Simulationen.

Werkstoff	$p:v$	Transiente Simulation				Stationäre Simulation			
		T_{ave}	T_{min}	T_{max}	$T_{MP,Sim}$	T_{ave}	T_{min}	T_{max}	$T_{MP,Sim}$
	MPa : m s ⁻¹	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
PEEK-1	1 : 1	32,4	30,4	33,9	26,3	38,2	34,8	40,2	31,5
	1 : 2	40,6	37,3	43,4	29,0	52,2	44,6	56,6	37,4
	3 : 1	52,7	46,7	57,0	34,7	64,7	54,9	70,4	45,6
	1 : 4	48,3	43,6	52,6	31,0	69,8	56,9	77,3	52
	5 : 1	69,7	60,4	76,3	41,8	88,7	74,1	97,2	61,8
	3 : 2	73,7	64,7	81,6	41,7	100,3	80,8	111,6	65,3
PEEK-2	1 : 1	30,6	29,0	31,9	26,0	35	32,2	36,7	31,1
	1 : 2	33,8	31,5	35,6	27,2	42,6	37,8	45,4	35
	3 : 1	52,6	46,6	56,8	36,6	67,2	57,5	72,8	52
	1 : 4	43,0	39,4	46,5	30,7	59	48,7	64,9	51,5
	5 : 1	64,1	55,9	69,9	41,7	81,6	68,8	89	62,4
	3 : 2	74,8	64,5	82,7	45,6	105,4	85,6	116,8	74,2
PEEK-3	1 : 1	30,6	28,9	31,7	26,4	34,4	31,6	36	31,9
	1 : 2	36,7	33,9	38,9	29,4	43,5	37,6	47	36
	3 : 1	37,9	34,8	40,1	30,2	46,2	41,2	49,1	39,9
	1 : 4	38,5	35,7	41,2	29,9	52,2	44,2	56,8	49,1
	5 : 1	50,7	45,1	54,6	36,8	61,7	53,1	66,6	52,7
	3 : 2	54,7	48,5	59,5	38,4	70,3	58,2	77,3	59
PEEK-4	1 : 1	33,3	31,1	34,9	28,0	36,2	32,6	38,3	35,1
	1 : 2	34,5	32,1	36,3	28,5	39,5	34,5	42,4	33,7
	3 : 1	39,9	36,4	42,4	31,5	44,8	39,2	48	38,3
	1 : 4	33,9	31,9	35,9	28,0	41,2	35,4	44,4	42,9
	5 : 1	41,3	37,5	43,9	32,2	46,6	40,9	49,9	43,7
	3 : 2	39,9	36,5	42,5	31,3	47,2	40,6	51	43,5

5.4.7 Variation des Reibungskoeffizienten

Simulationen bieten die Möglichkeit, virtuelle Experimente durchzuführen, bei denen die Randbedingungen beliebig gewählt werden können. So kann beispielsweise im Rahmen einer Parameterstudie der Reibungskoeffizient systematisch variiert werden, um bei ansonsten konstanten Randbedingungen das thermische Antwortverhalten des Prüfsystems auf den Reibungskoeffizienten in Form der Temperaturverteilung zu untersuchen. Unter jeder Lastkombination ergibt sich dann ein spezifischer Zusammenhang zwischen dem vorgegebenen Reibungskoeffizienten und der betrachteten Temperatur, der im Folgenden als μ - T -Kennlinie des Prüfsystems bezeichnet wird. Derartige Parameterstudien wurden für die vier im Rahmen dieser Arbeit behandelten Integralmodelle durchgeführt. Der Reibungskoeffizient wurde von 0 bis 0,8 mit einer Schrittweite von 0,2 variiert. Als Umgebungstemperatur wurden dabei 23 °C angenommen.

Abbildung 80 zeigt die μ - T_{ave} -Kennlinien für das Block-on-Ring-Modell. Die Variation des Reibungskoeffizienten wurde unter allen in Tabelle 8 genannten Lastkombinationen durchgeführt, dargestellt sind aus Gründen der Übersichtlichkeit nur die drei größten Lastkombinationen von 1 MPa und 4 m s⁻¹, 5 MPa und 1 m s⁻¹ sowie 3 MPa und 2 m s⁻¹. Der Reibungskoeffizient als unabhängige Größe ist auf der Ordinatenachse aufgetragen. Diese Darstellung wurde in Analogie zur Achsenzuordnung von Abbildung 41 ff. gewählt. Die Kennlinien sind allesamt linear, die Steigungen unterscheiden sich jedoch je nach Belastung. Unter der Lastkombination von 5 MPa und 1 m s⁻¹ ergibt sich die geringste Steigung der Temperatur mit dem Reibungskoeffizienten, unter 3 MPa und 2 m s⁻¹ die höchste. Um eine einfache Berechnung von mittleren Massentemperaturen in der Laborpraxis zu ermöglichen, wurde versucht, mittels multilinearer Regression eine Gleichung zu ermitteln, welche die Kennlinien mit hinreichender Genauigkeit annähert. Dabei stellte sich heraus, dass die Wärmeleitfähigkeit des Grundkörpers keinen maßgeblichen Einfluss auf die mittlere Massentemperatur ausübt, sodass diese als Funktion des Drucks, der Geschwindigkeit und des Reibungskoeffizienten durch die Gleichung

$$T_{\text{ave}} = -27,394 \text{ °C} + p \frac{10,479 \text{ °C}}{\text{MPa}} + v \frac{18,117 \text{ °C}}{\text{m s}^{-1}} + \mu \cdot 87,47 \text{ °C} \quad (87)$$

ausgedrückt werden kann. Alle drei Regressionskoeffizienten sind dabei hoch signifikant (p-Werte < 10⁻¹⁶), die Regressionsgleichung erreicht ein Bestimmtheitsmaß von 0,805.

Eine analoge Betrachtung wurde für die μ - $T_{\text{MP,Sim}}$ -Kennlinien vorgenommen (Abbildung 81). Auch diese Kennlinien sind ausnahmslos linear, jedoch ist auffällig, dass ihre Steigungen sich nicht nur in Abhängigkeit von der Lastbedingung, sondern auch je nach

Werkstoff erheblich unterscheiden. Durch eine Regressionsanalyse wurde nun versucht, die mittlere Massentemperatur aus der Messpunkttemperatur abzuleiten. Die resultierende Regressionsgleichung

$$T_{\text{ave}} = 31,922 \text{ °C} - \lambda \frac{23,942 \text{ °C}}{\text{W m}^{-1} \text{ K}^{-1}} + v \frac{3,047 \text{ °C}}{\text{m s}^{-1}} + (T_{\text{MP,Sim}} - 23 \text{ °C}) \cdot 1,79 \quad (88)$$

ist im Gegensatz zur der μ - T_{ave} -Regression deutlich von der Wärmeleitfähigkeit des Grundkörpers beeinflusst, im Gegenzug übt jedoch die Pressung keinen signifikanten Einfluss aus. Alle Regressionskoeffizienten sind auch hier hoch signifikant (p-Werte $< 10^{-8}$). Die Regression erreicht ein Bestimmtheitsmaß von 0,975.

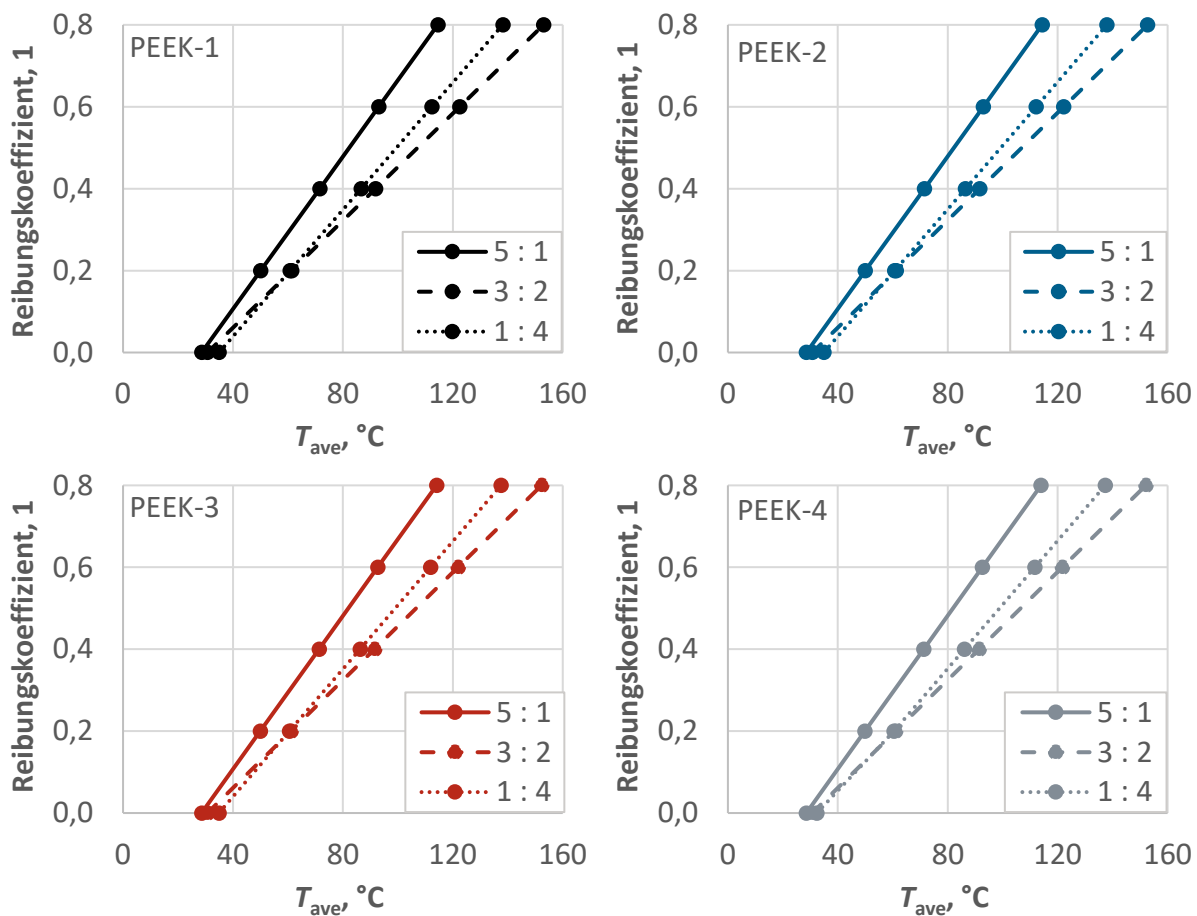


Abbildung 80: μ - T_{ave} -Kennlinien des integralen Block-on-Ring-Modells. Die Legende gibt die p-v-Kombination (MPa : ms⁻¹) an.

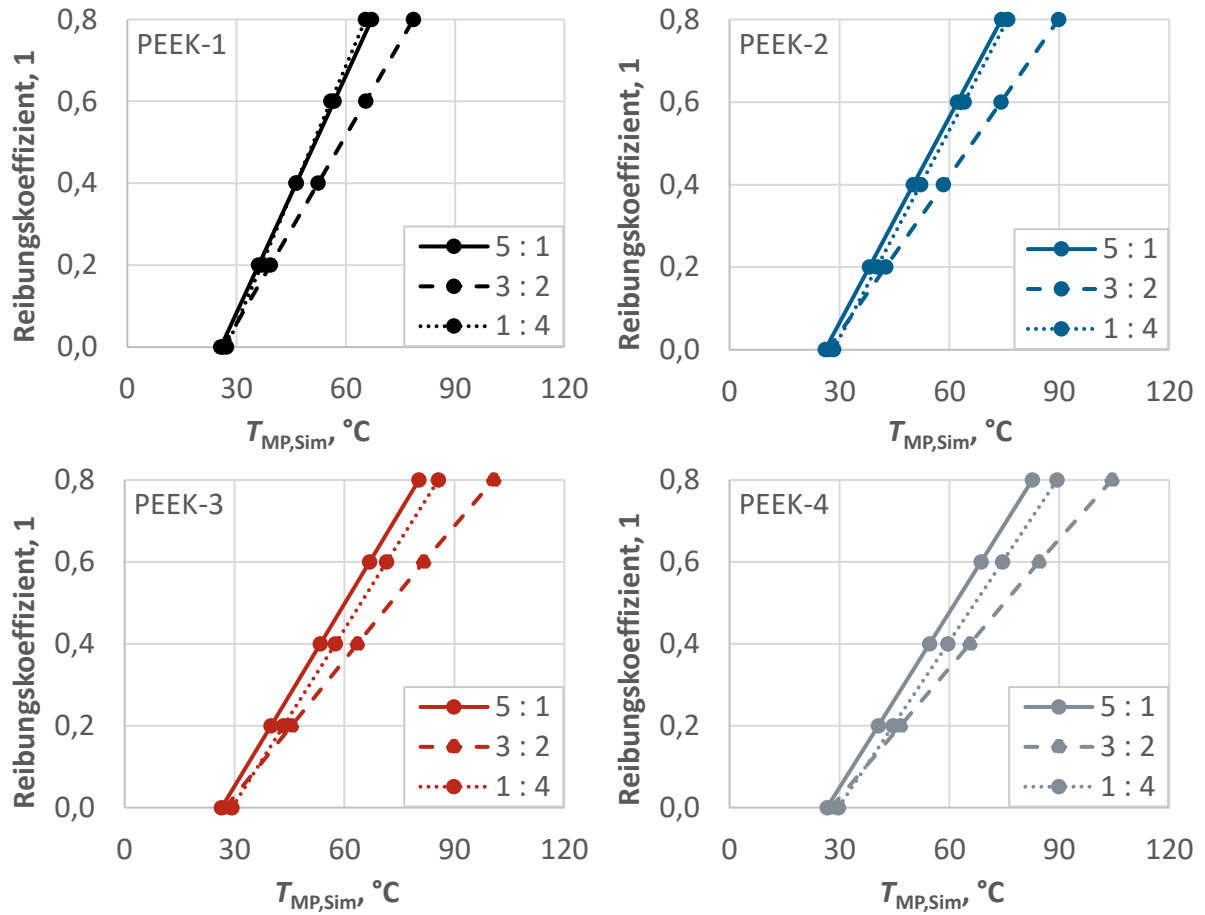


Abbildung 81: μ - $T_{MP,Sim}$ -Kennlinien des integralen Block-on-Ring-Modells. Die Legende gibt die p-v-Kombination (MPa : ms⁻¹) an.

Die μ - T_{ave} -Kennlinien für das Stift-Scheibe-Modell sind in Abbildung 82 dargestellt. Wie schon im Block-on-Ring-Modell sind die Kennlinien linear und weisen eine deutliche Lastabhängigkeit, jedoch keine starke Werkstoffabhängigkeit auf. Für alle vier Compounds wird unter der Lastkombination von 1 MPa und 4 m s⁻¹ die geringste Steigung der Temperatur mit dem Reibungskoeffizienten erzielt, unter 3 MPa und 2 m s⁻¹ die höchste. Aufgrund des ähnlichen Verhaltens ist es sinnvoll, für die Regressionsanalyse die gleichen unabhängigen Variablen zu verwenden wie beim Block-on-Ring-System, sodass sich die Regressionsgleichung

$$T_{ave} = -32,747 \text{ °C} + p \frac{14,986 \text{ °C}}{\text{MPa}} + v \frac{11,335 \text{ °C}}{\text{m s}^{-1}} + \mu \cdot 110,14 \text{ °C} \quad (89)$$

ergibt. Die Regressionskoeffizienten sind hoch signifikant (p-Werte < 10⁻⁸). Das Bestimmtheitsmaß der Regression beträgt 0,834.

Auch die μ - $T_{MP,Sim}$ -Kennlinien (Abbildung 83) sind linear. Ihre Steigungen weisen, wie beim Block-on-Ring-System, eine Werkstoffabhängigkeit auf. Die mittlere Massentemperatur kann aus der Messpunkttemperatur anhand der Regressionsgleichung

$$T_{\text{ave}} = 31,873 \text{ °C} - \lambda \frac{21,729 \text{ °C}}{\text{W m}^{-1} \text{ K}^{-1}} + \nu \frac{2,387 \text{ °C}}{\text{m s}^{-1}} + (T_{\text{MP,Sim}} - 23 \text{ °C}) \cdot 1,675 \quad (90)$$

errechnet werden. Erneut sind die Regressionskoeffizienten hoch signifikant (p-Werte < 10^{-5}). Das Bestimmtheitsmaß der Regression beträgt 0,982.

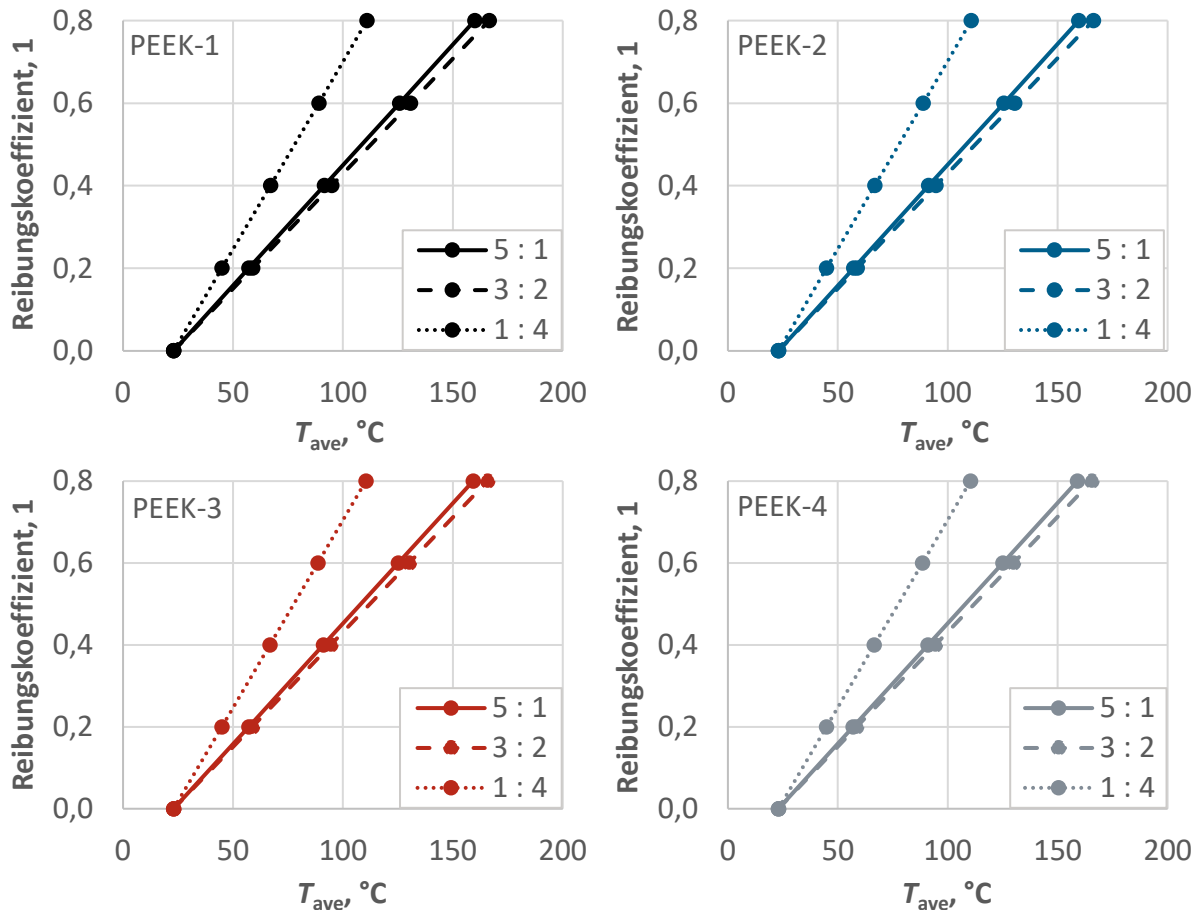


Abbildung 82: μ - T_{ave} -Kennlinien des integralen Stift-Scheibe-Modells. Die Legende gibt die p-v-Kombination ($\text{MPa} : \text{ms}^{-1}$) an.

Beim Stift-Scheibe-System wurden zusätzlich auch die minimalen Massentemperaturen (Anhang I, Abbildung 105) und maximalen Massentemperaturen (Anhang I, Abbildung 106) untersucht. Die Verläufe der Kennlinien weisen eine starke Ähnlichkeit mit denen der μ - T_{ave} -Kennlinien auf. Das Verhältnis der minimalen Massentemperatur zur mittleren Massentemperatur beträgt im Mittel über alle Datenpunkte 0,757 mit einer Standardabweichung von 0,025. Das Verhältnis der maximalen Massentemperatur zur mittleren Massentemperatur beträgt im Mittel über alle Datenpunkte 1,14 mit einer Standardabweichung von 0,014. Alternativ können die Verhältnisse in guter Näherung durch Regressionsgleichungen in Abhängigkeit von Wärmeleitfähigkeit, Pressung und Gleitgeschwindigkeit berechnet werden. Für das Verhältnis der minimalen Massentemperatur zur mittleren Massentemperatur ergibt sich die Beziehung

$$\frac{T_{\min}}{T_{\text{ave}}} = 0,735 + \lambda \frac{0,01}{\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}} + p \frac{0,01}{\text{MPa}} - v \frac{0,006}{\text{m s}^{-1}} \quad (91)$$

mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,999 sowie

$$\frac{T_{\max}}{T_{\text{ave}}} = 1,151 - \lambda \frac{0,008}{\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}} - p \frac{0,005}{\text{MPa}} + v \frac{0,004}{\text{m s}^{-1}} \quad (92)$$

mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,996.

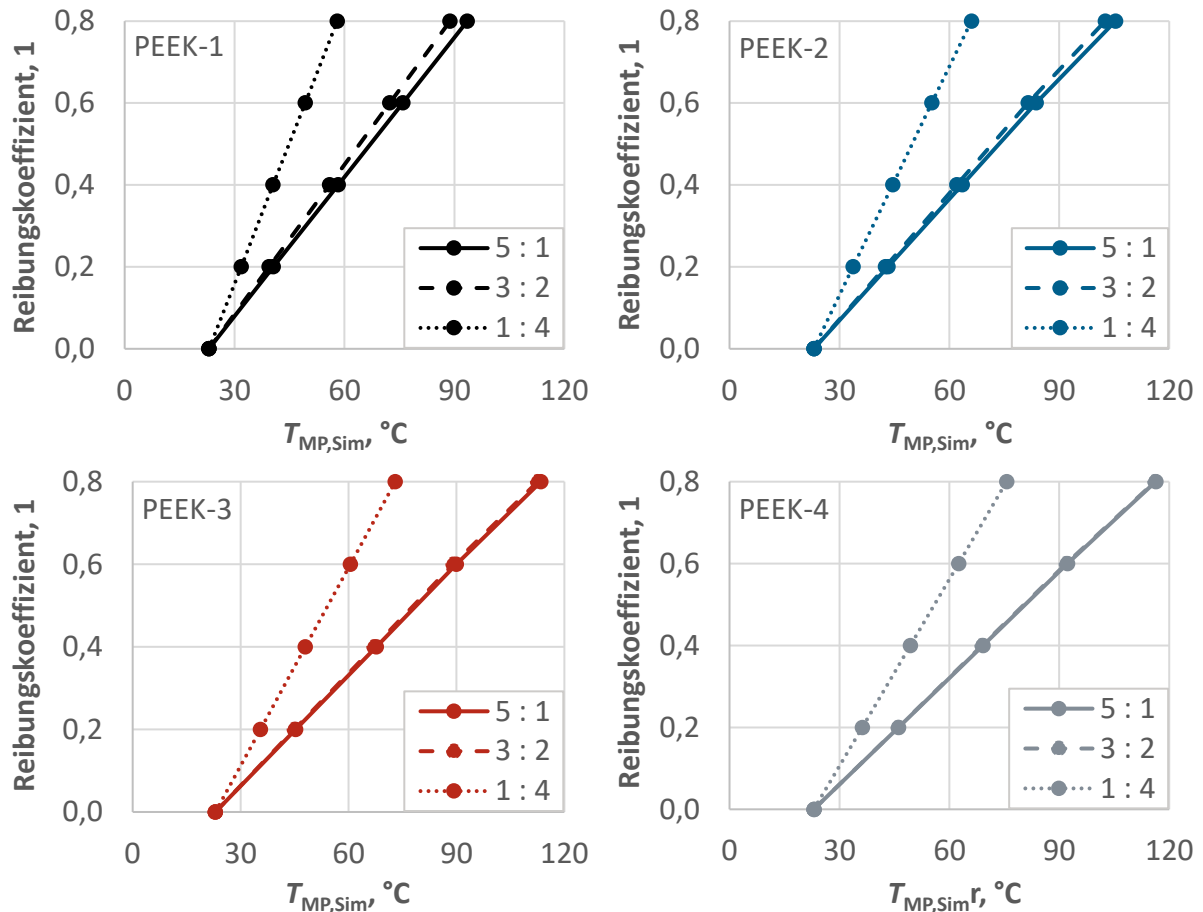


Abbildung 83: μ - $T_{\text{MP,Sim}}$ -Kennlinien des integralen Stift-Scheibe-Modells. Die Legende gibt die p-v-Kombination (MPa : ms^{-1}) an.

Abbildung 84 zeigt die μ - T_{ave} -Kennlinien des Bended-Plate-on-Ring-Modells. Diese sind ebenfalls linear. Sie zeigen eine deutliche Abhängigkeit von der Belastung, nicht jedoch vom Werkstoff des Grundkörpers. Da ausschließlich eine Gleitgeschwindigkeit von 1 m s^{-1} betrachtet wurde, kann die Geschwindigkeitsabhängigkeit nicht im Rahmen einer Regressionsanalyse untersucht werden. Die vorhandenen Daten können durch die Gleichung

$$T_{\text{ave}} = -57,156 \text{ °C} + p \frac{122,78 \text{ °C}}{\text{MPa}} + \mu \cdot 461,181 \text{ °C} \quad (93)$$

näherungsweise beschrieben werden. Die Regressionskoeffizienten sind hoch signifikant (p-Werte $< 10^{-9}$). Das Bestimmtheitsmaß der Regression beträgt 0,917.

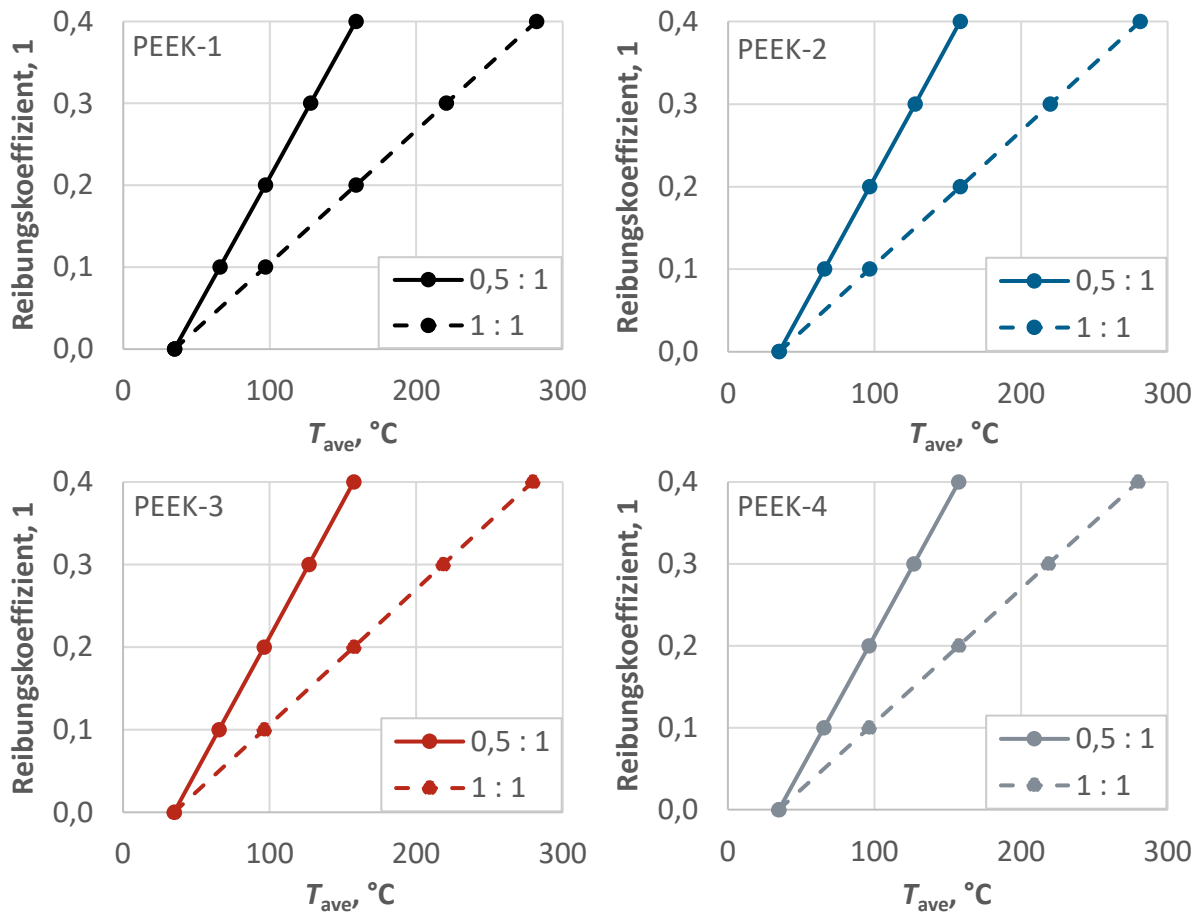


Abbildung 84: μ - T_{ave} -Kennlinien des Bended-Plate-on-Ring-Modells. Die Legende gibt die p-v-Kombination (MPa : ms⁻¹) an.

Die μ - T_{ave} -Kennlinien des Gleitlagermodells sind in Abbildung 85 dargestellt. Sie sind linear und weisen, wie auch die Kennlinien des Bended-Plate-on-Ring-Systems, eine deutliche Last- jedoch keine Werkstoffabhängigkeit auf. Die mittlere Gleitflächentemperatur kann näherungsweise anhand der Regressionsgleichung

$$T_{ave} = -112,071 \text{ °C} + p \frac{169,169 \text{ °C}}{\text{MPa}} + v \frac{110,037 \text{ °C}}{\text{m s}^{-1}} + \mu \cdot 199,238 \text{ °C} \quad (94)$$

berechnet werden. Die Regressionskoeffizienten sind signifikant (p-Werte < 0,0008). Das Bestimmtheitsmaß der Regression beträgt 0,808.

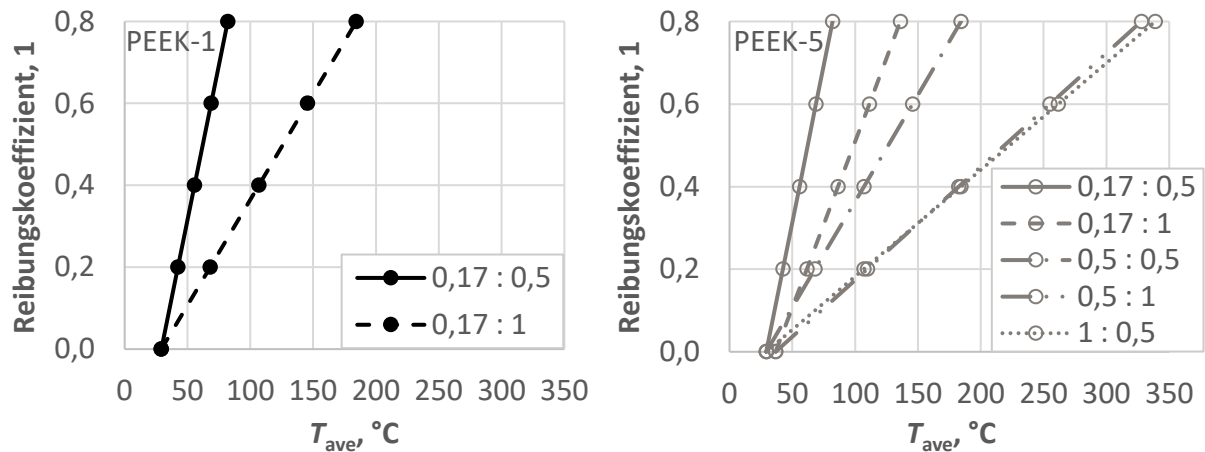


Abbildung 85: μ - T_{ave} -Kennlinien des Gleitlagermodells. Die Legende gibt die p-v-Kombination ($\text{MPa} : \text{ms}^{-1}$) an.

5.4.8 Einfluss der Umgebungstemperatur

In einer weiteren Parameterstudie wurde die Umgebungstemperatur im integralen Block-on-Ring-Modell von 20 °C bis 30 °C in Schritten von 2 °C variiert. Die Auswirkung auf die mittleren Massentemperaturen und die Messpunkttemperaturen bei der Simulation von Versuchen mit vier Prüfstellen zeigen Abbildung 86 bzw. Abbildung 87. Der Übersichtlichkeit halber sind nur die drei größten Lastkombinationen aus Tabelle 8 dargestellt.

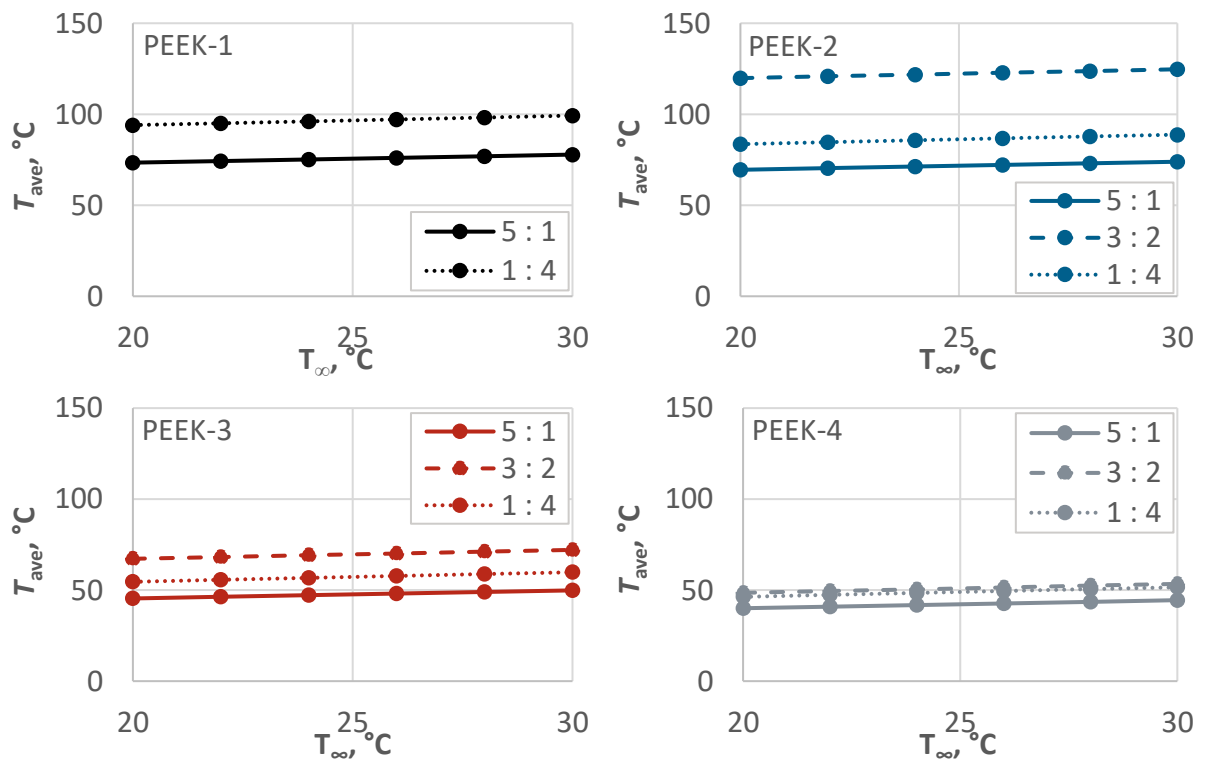


Abbildung 86: Mittlere Massentemperaturen im integralen Block-on-Ring-Modell in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur. Die Legende gibt die p-v-Kombination ($\text{MPa} : \text{ms}^{-1}$) an.

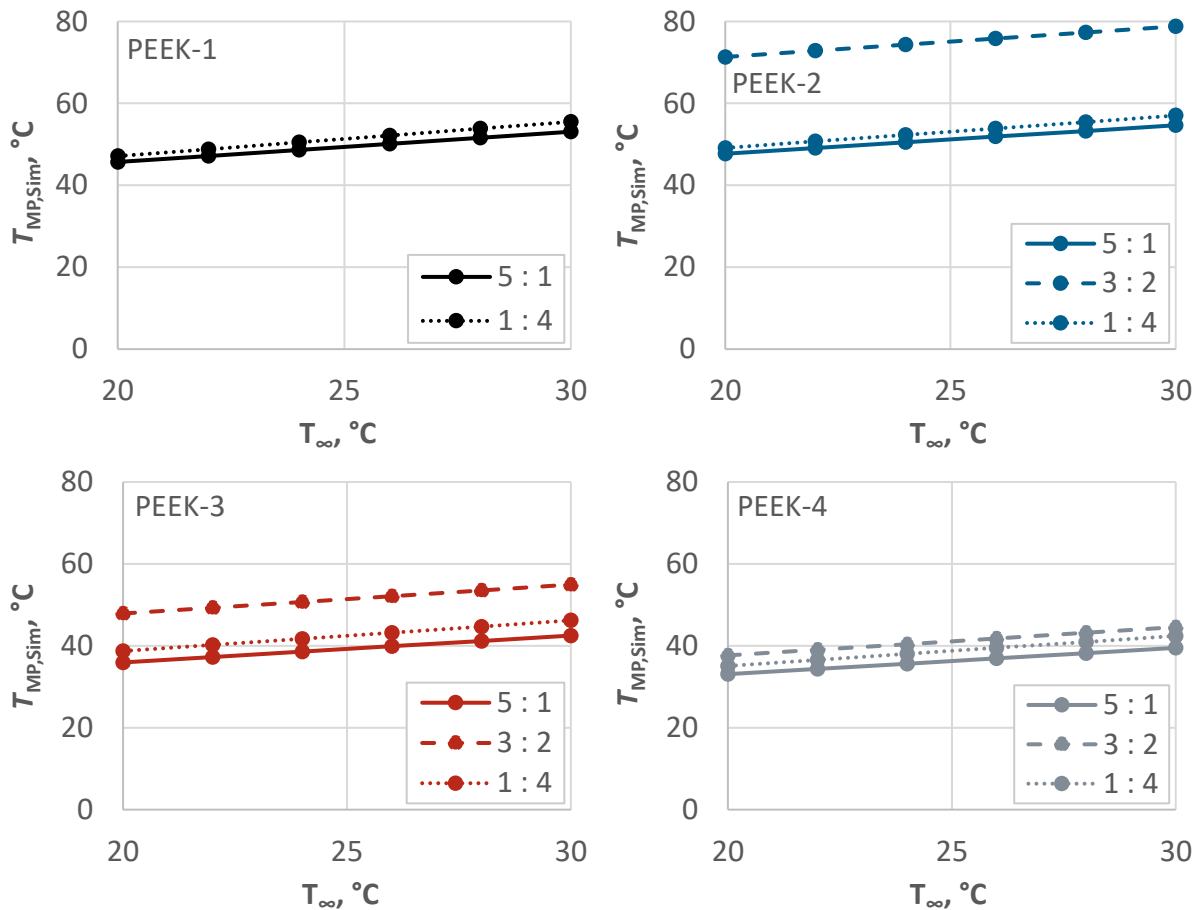


Abbildung 87: Messpunkttemperaturen im integralen Block-on-Ring-Modell in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur. Die Legende gibt die p-v-Kombination ($\text{MPa} : \text{ms}^{-1}$) an.

Sowohl die mittlere Massentemperatur als auch die Messpunkttemperatur steigen mit zunehmender Umgebungstemperatur erheblich an. Der Zusammenhang zwischen den Temperaturen ist dabei jeweils linear. Über die betrachtete Spanne der Umgebungstemperatur von $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ kommt es zu einem Anstieg der mittleren Massentemperatur von bis zu $5,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ und einem Anstieg der Messpunkttemperatur von bis zu $8,4\text{ }^{\circ}\text{C}$.

6 Diskussion und Ausblick

6.1 Faserorientierung und Werkstoffeigenschaften

Bei der Untersuchung der Faserorientierung in den spritzgegossenen Platten anhand von Mikroschliffen zeigten sich werkstoffübergreifende Ähnlichkeiten, welche auf die vorliegenden Strömungsverhältnisse zurückgeführt werden können. So waren die von Hegler beschriebenen drei Schichten über die Plattendicke hinweg auszumachen. Die Fasern sind größtenteils aufgrund von Scher- und Dehnströmungen in der 1-2-Ebene orientiert, der Orientierungsanteil in der Richtung 3 ist durchgehend gering. Eine besonders starke Orientierung entlang der Richtung 2 tritt bevorzugt in der Plattenmitte auf, da hier eine Dehnströmung ebenfalls in diese Richtung wirkt. Nahe den seitlichen Begrenzungen der Kavität treten Scherströmungen an drei Wänden auf, was in einer stärkeren Orientierung entlang der Richtung 1 resultiert. Am Fließwegende fern des Anschnitts kann es zu Abweichungen von der sonstigen Orientierungsverteilung kommen, da dort die Faserorientierung der Schmelzefront eingefroren wird. Ferner treten werkstoffspezifische Unterschiede auf. So steigt die Dicke der Randschicht von PEEK-2 über PEEK-3 hin zu PEEK-4 an. Dies kann auf eine zunehmende Viskosität der Schmelze mit steigendem Füllstoffgehalt zurückgeführt werden, die zu verbreiterten Scherzonen an den Wänden der Kavität führt. Da die Fasern der Randschicht bevorzugt entlang der Richtung 1 orientiert sind, ist mit steigender Randschichtdicke auch eine Abnahme des Orientierungsanteils in Richtung 2 zu verzeichnen. In den Grundkörpern für die anwendungsorientierten Prüfverfahren zeigt sich zwar ebenfalls eine bevorzugte Orientierung entlang der 1-2-Ebene, unterschiedliche Schichten treten jedoch nicht auf. Die Orientierungsanteile unterscheiden sich deutlich von jenen in den spritzgegossenen Platten. Es ist somit ersichtlich, dass die Faserorientierungsverteilung sowohl vom Verarbeitungsprozess und der Formteilgeometrie als auch von der Zusammensetzung des Werkstoffes beeinflusst wird, sodass bei Änderung eines dieser Einflussfaktoren eine erneute morphologische Untersuchung erforderlich wird.

Die Wärmeleitfähigkeit sowie der Zugelastizitätsmodul sind deutlich von Faserorientierung und Werkstoffzusammensetzung beeinflusst. So folgt die Verteilung der lokalen Wärmeleitfähigkeiten in Abbildung 27 der lokalen Orientierungsverteilung aus Abbildung 20 genau. Die vereinfachende Annahme einer isotropen Faserorientierung führt daher zu erheblichen Abweichungen von den tatsächlich vorliegenden Wärmeleitfähigkeiten. Gleichzeitig steigen die absoluten Werte der Wärmeleitfähigkeit mit zunehmendem Anteil von leitfähigen Füll- und Verstärkungsstoffen. Der Elastizitätsmodul der Compounds

ist entlang der Richtung 2 aufgrund des größeren Faserorientierungsanteils höher als entlang der Richtung 1. Die absoluten Werte steigen mit zunehmendem Gehalt an Füll- und Verstärkungsstoffen aufgrund ihrer im Vergleich zur PEEK-Matrix sehr hohen Steifigkeit.

Die Zugfestigkeit der Compounds 2 und 3 ist niedriger als die des ungefüllten PEEK. Nur in PEEK-4 scheint infolge des erhöhten Anteils an Verstärkungsfasern der kritische Faservolumengehalt für eine Erhöhung der Festigkeit überschritten zu sein.

6.2 Simulationsmethodik

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden mit dem Modell des isolierten Grundkörpers und dem Integralmodell zwei stark unterschiedliche Modellierungsansätze für die numerische Simulation des Wärmehaushalts untersucht. Beiden ist gemein, dass vorab keine Annahmen bezüglich der Wärmeaufteilung getroffen werden müssen. Das Modell des isolierten Grundkörpers weist in der Anwendung jedoch einige Nachteile auf. So ist für die Durchführung der Simulation grundsätzlich eine gemessene Temperatur erforderlich, während diese für das Integralmodell entbehrlich ist und allenfalls zur Validierung herangezogen werden kann. Auffällig sind außerdem die mit dem Modell des isolierten Grundkörpers berechneten Ergebnisse für das ungefüllte PEEK-1, da die Kontakttemperaturen erheblich höher sind als bei Simulationen mit dem Integralmodell. Zugleich werden mit dem Integralmodell Messpunkttemperaturen ermittelt, die erheblich unterhalb der experimentellen Ergebnisse liegen. Eine Erklärung für diese Diskrepanzen wurde in der Vorabpublikation [124] vorgestellt: Wird die Temperaturverteilung auf der Oberfläche des Grundkörpers während des Versuchs mit einer Wärmebildkamera aufgezeichnet und der Versuch anschließend mit dem Integralmodell nachgestellt, so wird zwar die Temperatur am Rand der Kontaktfläche in guter Näherung von der Simulation reproduziert, die simulierte Messpunkttemperatur liegt jedoch niedriger als die gemessene Temperatur am Messpunkt. Es ist daher zu vermuten, dass im ungefüllten Werkstoff ein Teil der Reibungswärme nicht unmittelbar in der Kontaktfläche freigesetzt wird, sondern infolge von Dämpfung in der Tiefe des Grundkörpers. Diese Vermutung wird durch Wärmebildaufnahmen des Stift-Scheibe-Prüfstands bei der Prüfung von PEEK-1 (Abbildung 88) bekräftigt, auf denen erkennbar ist, dass die höchste Temperatur auf der Oberfläche des Grundkörpers deutlich unterhalb der Kontaktfläche vorliegt. Die Messpunkttemperatur kann, wie in [124] vorgeschlagen, korrigiert werden, indem ein geringer Anteil der Reibungswärme im Inneren des Grundkörpers statt in der Kontaktfläche freigesetzt wird. Dieser Anteil ist

jedoch lastabhängig zu bestimmen und wirkt sich nicht wesentlich auf die Kontakttemperatur aus. Kontakttemperaturen können mit dem Integralmodell demnach auch ohne eine derartige Korrektur bestimmt werden. Beim Modell des isolierten Grundkörpers führt die hohe gemessene Temperatur hingegen prinzipbedingt zu einer massiven Überschätzung der Kontakttemperaturen. Ein weiterer Nachteil des Modells des isolierten Grundkörpers ist die Tatsache, dass eine Parameterstudie unter systematischer Variation des Reibungskoeffizienten, wie sie in Abschnitt 5.4.7 beschrieben wurde, mit diesem Modell nicht durchgeführt werden kann. Vielmehr können lediglich reale Experimente a posteriori simuliert werden. In Anbetracht der vielfältigen Vorteile der integralen Modellierung ist diese im Regelfall trotz der aufwendigeren Modellbildung zu bevorzugen.

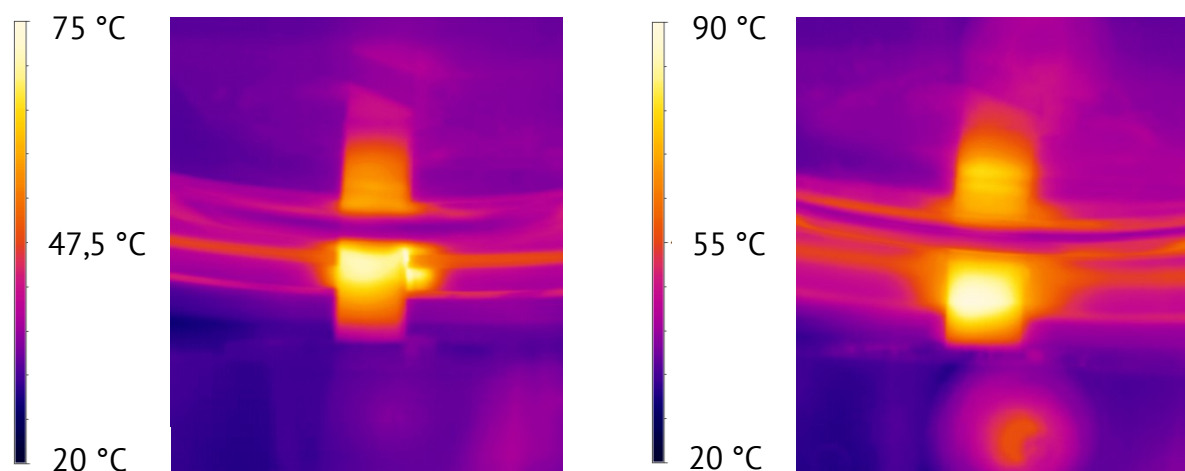


Abbildung 88: Thermographische Aufnahmen des Stift-Scheibe-Prüfstands bei der Prüfung von PEEK-1 unter 1 MPa und 4 m s^{-1} (links) sowie 5 MPa und 1 m s^{-1} (rechts).

Eine wesentliche Herausforderung beim Aufbau von Integralmodellen besteht in der Ermittlung der Randbedingungen. Im Idealfall können an einigen Systemgrenzen isotherme Randbedingungen eingesetzt werden, so wie es an den Hebeln des Block-on-Ring-Prüfstands oder an der Grundplatte der Bended-Plate-on-Ring- und Gleitlagerprüfstände der Fall ist. Die Getriebetemperatur im Block-on-Ring-System konnte auf eine einfache lineare Funktion in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit zurückgeführt werden. Auch der konvektive Wärmeübergang an den Außenflächen des Grundkörpers konnte auf Grundlage von thermofluidodynamischen Simulationen auf einen einfachen analytischen Ansatz reduziert werden. Als problematisch erwies sich die Modellierung des Wärmeübergangs an den rotierenden Wellen. Bei einem Vergleich von in der Literatur vorgestellten Korrelationen in dem für die untersuchten Prüfkfigurationen relevanten Bereich der Reynolds- und Grashof-Zahlen zeigten sich deutliche Unterschiede zwischen den verschie-

denen Ansätzen. Letztlich war keiner der Ansätze für die Beschreibung des Wärmeübergangs in den Integralmodellen geeignet. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass die Korrelationen aus der Literatur an horizontalen rotierenden Zylindern mit näherungsweise homogener Temperatur ermittelt wurden. Zum einen liegt in Tribometern keine homogene Wellentemperatur vor. Vielmehr liegen Temperaturgradienten entlang der Wellen und insbesondere im Bereich der Laufspuren vor, wie in Abbildung 62 und Abbildung 66 zu erkennen ist. Zum anderen ist die Welle im Stift-Scheibe-System vertikal montiert und weist mehrere Absätze auf und unterscheidet sich damit erheblich von den Konfigurationen in der Literatur. In der Konsequenz mussten spezifische Korrelationen für die untersuchten Prüfstände ermittelt werden. Dies ist gelungen, wie aus dem Abgleich mit den gemessenen Wellentemperaturen hervorgeht. Die Korrelation für das Block-on-Ring-System, welche aufgrund der geometrischen Ähnlichkeit auch in den Bended-Plate-on-Ring und Gleitlagermodellen verwendet wurde, zeigt eine größere Nähe zu den Ansätzen aus der Literatur als die Korrelation für das Stift-Scheibe-System, was aufgrund der oben ausgeführten zusätzlichen Unterschiede plausibel erscheint.

Ein entscheidender Aspekt der Modellbildung ist zudem die Berücksichtigung der Rotation des Gegenkörpers. Wird in einer stationären Simulation die gesamte Reibungswärme in die Kontaktfläche eingeleitet, führt dies zu einer Überschätzung der Temperaturen im Grundkörper, da keine kalten Gegenkörperbereiche in den Kontakt eintreten. Um diesem Problem zu begegnen, wurde ein Rotationsfaktor eingeführt, der den in die Kontaktfläche eingeleiteten Anteil der Wärme quantifiziert. Der verbleibende Teil der Wärme wurde gleichmäßig auf die Lauffläche des Gegenkörpers verteilt. Mit diesem Vorgehen konnten in den Block-on-Ring- und Stift-Scheibe-Integralmodellen gute Erfolge erzielt werden, wie sich beim Vergleich der experimentellen und simulierten Messpunkttemperaturen zeigt. Es ist herauszuheben, dass der lastabhängige Rotationsfaktor für das Stift-Scheibe-System anhand von zwei unterschiedlichen Datensätzen ermittelt wurde, nämlich einerseits den Ergebnissen der Standardversuche unter den in Tabelle 8 genannten Lastkombinationen und andererseits den Ergebnissen der automatisierten, randomisierten Versuche. Die beiden Datensätze führen zu drastisch unterschiedlichen Verläufen des Rotationsfaktors. Da die automatisierten, randomisierten Versuche sowohl eine größere Anzahl an Datenpunkten bereitstellen als auch einen breiteren Lastbereich abdecken, ist die auf dieser Datenbasis ermittelte Gleichung für den Rotationsfaktor als deutlich fundierter. Es erscheint daher angezeigt, auch andere Prüfsysteme wie den Block-on-Ring-Prüfstand für diese Prüfmethodik zu ertüchtigen und den Rotationsfaktor auf diese Weise zu ermitteln. In den anwendungsorientierten Bended-Plate-on-Ring- und Gleitlagersystemen wurde

auf die Anwendung eines Rotationsfaktors verzichtet, da die Kontaktfläche in diesen Systemen die Hälfte des Gegenkörperumfangs einnimmt, was einen deutlich größeren Anteil darstellt als den Block-on-Ring- und Stift-Scheibe-Systemen. Aufgrund der guten Übereinstimmung der simulierten Temperaturen mit den Messungen erscheint dieses Vorgehen gerechtfertigt. Als alternative Herangehensweise an die Modellierung der Rotation wurden transiente Simulationen durchgeführt, in denen die Welle sich tatsächlich bewegt. Ein grundsätzliches Problem ist dabei der große Rechenaufwand. Obwohl die durchgeführten Simulationen lediglich eine Zeitspanne von wenigen Hundertstelsekunden abdecken, nimmt die Berechnung auf einem Hochleistungsrechner (Intel Xeon W-2175 Prozessor, 128 Gigabyte Arbeitsspeicher) etwa einen halben Tag in Anspruch. Die stationären Stift-Scheibe-Simulationen benötigen dagegen etwa eine Minute. Aus diesem Grund kann nicht die gesamte Versuchsdauer transient simuliert werden, weshalb der transienten Simulation ein stationärer Lastschritt vorangestellt wurde, in dem durch die Einleitung der gesamten Reibungswärme in die Lauffläche des Gegenkörpers eine initiale Temperaturverteilung eingestellt werden soll, die dem Zustand während der stationären Versuchsphase weitgehend entspricht. Es zeigt sich jedoch, dass die in den transienten Simulationen berechneten Massen- und Messpunkttemperaturen deutlich niedriger sind als die Ergebnisse der stationären Simulationen. Dies dürfte darauf zurückzuführen sein, dass zwar der Gegenkörper und die sich daran anschließende Welle im stationären Lastschritt auf das Temperaturniveau der stationären Versuchsphase erwärmt werden, nicht jedoch der Grundkörper, da nur ein geringer Wärmestrom in die Kontaktfläche eingeleitet wird. Um den Grundkörper innerhalb des transienten Lastschritts auf die korrekten Temperaturen zu erwärmen, müsste dieser eine viel längere Zeitspanne abbilden, was angesichts des Rechenaufwands nicht realistisch erscheint. Möglicherweise könnte durch die Umstellung auf ein explizites Lösungsverfahren eine Beschleunigung erreicht werden. Dies wird jedoch von ANSYS Mechanical nicht unterstützt und es erscheint fragwürdig, ob die erforderliche massive Verlängerung der Zeitspanne auf diese Weise ermöglicht werden kann. Somit bleibt die Anwendung eines Rotationsfaktors, wenngleich sie unphysikalisch ist, zunächst die praktikablere Methode. Ein Nutzen, der dennoch bereits aus den transienten Simulationen gezogen werden kann, ist, dass diese einen guten qualitativen Eindruck von der tatsächlichen Temperaturverteilung innerhalb der Kontaktfläche geben. Diese ist nicht symmetrisch, wie es in den stationären Simulationen erscheint, sondern die wärmsten Bereiche der Kontaktfläche sind zur Auslaufkante hin verschoben, wie in Abbildung 79 zu erkennen. Dies erklärt auch die in Abbildung 39 (rechts) erkennbare Veränderung der Laufflächenstruktur zur Auslaufkante hin.

Wie in Abschnitt 5.4.5 ausführlich dargestellt wurde, wirkt sich die Berücksichtigung der Anisotropie der Wärmeleitfähigkeit von tribologischen Compounds in den Block-on-Ring und Stift-Scheibe-Systemen nicht wesentlich auf die Ergebnisse der thermischen Simulationen aus. Zwar wird die Wärmeleitung durch den Grundkörper in Richtung der Wärmesenken beeinflusst, dies wird jedoch aufgrund der Systemstruktur durch eine leichte Veränderung der Wärmeverteilung und/oder eine Verschiebung der Anteile von Konvektion und Konduktion an der Wärmeableitung aus dem Grundkörper intrinsisch ausgeglichen, sodass eine Veränderung der Massen- und Messpunkttemperaturen sowohl im Integralmodell als auch im Modell des isolierten Prüfkörpers ausbleibt. Im Bended-Plate-on-Ring-System und im Gleitlagersystem kommt es zu einer geringfügigen Änderung der Messpunkttemperatur zwischen Probe und Probenhalter. Insgesamt lässt sich daher schlussfolgern, dass bei der Modellbildung und Validierung eines thermischen Prüfstandsmodells die Anisotropie der Wärmeleitfähigkeit des Grundkörpers berücksichtigt werden sollte, um beim Abgleich mit den experimentell ermittelten Temperaturen die bestmögliche Genauigkeit zu erreichen. Die sich anschließenden, „produktiven“ Simulationen, welche in erster Linie der Ermittlung von Kontakttemperaturen dienen, können dann unter Vernachlässigung der Anisotropie durchgeführt werden, sodass nicht für jeden zu untersuchenden Werkstoff eine aufwendige Analyse der Faserorientierung durchgeführt werden muss.

Durch die systematische Variation des Reibungskoeffizienten konnten μ - T -Kennlinien ermittelt werden, welche das thermische Antwortverhalten des Prüfsystems auf vorgegebene tribologische Belastungen beschreiben. Die Kennlinien sind allesamt linear. Für die Block-on-Ring-, Stift-Scheibe-, und Bended-Plate-on-Ring-Systeme konnten die Kennlinien durch multilineare Regression auf einfache Gleichungen mit wenigen unabhängigen Variablen angenähert werden. Insbesondere bei der Berechnung der Massentemperaturen unter Verwendung der Messpunkttemperaturen konnten sehr gute Näherungen erreicht werden. Unter Inkaufnahme eines geringen Verlusts an Vorhersagegenauigkeit können auf diese Weise Kontakttemperaturen im Laboralltag schnell und einfach abgeschätzt werden, ohne dass erneut Simulationen durchgeführt werden müssen.

Bei Simulationen mit systematisch variierten Umgebungstemperaturen unter ansonsten unveränderten Randbedingungen wurde ein erheblicher Einfluss der Umgebungstemperatur auf die simulierten Temperaturen festgestellt. Es ist daher erforderlich, bei der Durchführung tribologischer Versuche die Raumtemperatur zu protokollieren und bei den sich anschließenden Simulationen zu berücksichtigen. Idealerweise ist im tribologischen

Labor durch Klimatisierung eine konstante Raumtemperatur einzuregeln. Letzteres erhöht auch die Aussagekraft der μ - T -Kennlinien, welche unter der Annahme einer konstanten Umgebungstemperatur berechnet wurden.

Insgesamt bilden die Simulationsmodelle die experimentell ermittelten Temperaturverteilungen in guter Näherung ab. Die dennoch vorliegenden Abweichungen können auf mehrere Störeinflüsse zurückgeführt werden. So können die geometrischen Vereinfachungen in den Simulationsmodellen, die verbleibende Unsicherheit bei der Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs an der Welle sowie die Verwendung von Rotationsfaktoren die Vorhersagegenauigkeit beeinträchtigen. Auch ist die Messgenauigkeit der Temperatursensoren begrenzt. Die verwendeten Pyrometer messen mit einer Genauigkeit von $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$, die Wärmebildkamera mit einer Genauigkeit von $\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$. In der manuellen Ausrichtung der Pyrometer liegt eine weitere potenzielle Fehlerquelle, da sich in den Grundkörpern sehr steile Temperaturgradienten einstellen, sodass Fehler bei der Ausrichtung in der Größenordnung von Zehntelmillimetern bereits eine Veränderung des Messwerts bewirken können. Die Ausrichtung muss daher mit großer Sorgfalt vorgenommen werden.

6.3 Vergleich der numerischen Simulation mit analytischen Methoden

Die in Abschnitt 3.2.2.1 vorgestellten analytischen Ansätze für die Berechnung von Temperaturen in tribologischen Systemen wurden auf die in dieser Arbeit betrachteten Systeme angewandt und, soweit möglich, mit den Ergebnissen der integralen Simulationen verglichen. Dabei wurden isotrope Wärmeleitfähigkeiten angenommen. Da die analytischen Ansätze keine temperaturabhängigen Werte für die Wärmeleitfähigkeit erwarten, wurden diese im Temperaturbereich von $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ gemittelt. Die tabellarischen Aufstellungen der Ergebnisse sind aufgrund ihres Umfangs in Anhang J zu finden. In den Ergebnissen sind vereinzelte Abweichungen zu den in der Vorabveröffentlichung [16] enthaltenen analytischen Berechnungen festzustellen, die auf Korrekturen an den Eingabewerten zurückzuführen sind.

Die Blitztemperaturen in den Block-on-Ring-Versuch mit vier Prüfstellen (Tabelle 35) und den Stift-Scheibe-Versuchen (Tabelle 36) werden mit dem linear elastischen Modell nach Archard unrealistisch hoch, mit den Modellen nach Ashby-Abulawi-Kong und Kuhlmann-Wilsdorf hingegen unrealistisch klein geschätzt. Das plastische Modell nach Archard führt zu Flashtemperaturen in einer realistischen Größenordnung. Sie sind jedoch deutlich kleiner als die in [125] genannten $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$, welche an Verstärkungsfasern auftreten können. Angesichts der Tatsache, dass mit homogenisierten mechanischen Eigenschaften gerechnet wurde, erscheint dies sinnvoll. Als Radius einer nicht deformierten Rauheitsspitze

wurde ein Wert von $1\text{ }\mu\text{m}$ angenommen. Eine Validierung der Blitztemperaturen durch numerische Simulationen ist mit den im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Modellen nicht möglich, da diese die Oberflächenstruktur der Reibpartner nicht abbilden.

Die mittleren Durchlauftemperaturen in den Block-on-Ring- (Tabelle 37) und Stift-Scheibe-Versuchen (Tabelle 38) unterscheiden sich sowohl zwischen den unterschiedlichen Ansätzen als auch zwischen den beiden tribologischen Systemen nur geringfügig. Die Werte für das Stift-Scheibe-System wurden mit der Differenz aus mittlerer und minimaler Massentemperatur in der transienten Simulation verglichen. Die Werte aus der Simulation werden vom Ansatz nach Blok in sehr guter Näherung beschrieben. Die nächsten besten Ansätze sind jene von Jaeger, wiederum gefolgt von den Ansätzen nach Archard und Greenwood, welche identische Werte ergeben. Die Ansätze nach Tian-Kennedy und Kuhlmann-Wilsdorf ergeben keine gute Näherung der numerischen Ergebnisse.

Hinsichtlich der mittleren Massentemperaturen ergibt sich bei den Block-on-Ring- (Tabelle 39) und Stift-Scheibe-Versuchen (Tabelle 40) ein einheitliches Bild. Die Ansätze nach Carslaw-Jaeger und Künkel ergeben Werte deutlich oberhalb der numerisch berechneten mittleren Massentemperaturen. Das Modell von Ashby, Abulawi und Kong führt zu ausgesprochen niedrigen Temperaturen. Die beste Übereinstimmung mit den Ergebnissen der numerischen Simulationen erreicht der Kühlrippenansatz nach Schlarb.

Die mittleren Massentemperaturen im Bended-Plate-on-Ring-System (Tabelle 41) sowie im Gleitlagersystem (Tabelle 42) wurden mit dem Ansatz nach Erhard und Strickle berechnet. Für das Bended-Plate-on-Ring-System liegen die analytischen Ergebnisse allesamt deutlich niedriger als die numerischen, während sich im Gleitlagerversuch ein entgegengesetztes Bild ergibt.

Auf der Grundlage dieser Betrachtungen kann für die analytische Abschätzung von mittleren Massentemperaturen in den Modellsystemen Block-on-Ring und Stift-Scheibe der Ansatz nach Schlarb empfohlen werden. Für die Berechnung von anwendungsorientierten Systemen erscheint der Ansatz von Erhard und Strickle fragwürdig, da insbesondere im Gleitlager extreme Temperaturen vorhergesagt werden und durchweg eine deutliche Diskrepanz zu den experimentell validierten numerischen Modellen besteht. Für die Berechnung von mittleren Durchlauftemperaturen in kunststoffbasierten Triboystemen erscheinen die Ansätze von Blok und Jaeger in besonderem Maße geeignet. Bei der Berechnung von Blitztemperaturen scheint der plastische Ansatz nach Archard die plausibelsten Ergebnisse zu erzielen, ohne eine Validierung kann jedoch keine fundierte Aussage hinsichtlich der Eignung getroffen werden.

6.4 Tribologisches Verhalten unter Berücksichtigung der Temperatur

Auf der Grundlage der tribologischen Prüfung im Block-on-Ring- und Stift-Scheibe-System lässt sich recht schnell eine Rangfolge der untersuchten Compounds hinsichtlich ihrer tribologischen Leistungsfähigkeit angeben. Das ungefüllte PEEK-1 zeigt unter sämtlichen Bedingungen einen hohen Reibungskoeffizienten sowie in vielen Fällen ein äußerst ungünstiges Verschleißverhalten. Die Lastkombination von 3 MPa und 2 m s^{-1} kann im Block-on-Ring-Versuch mit vier Prüfstellen überhaupt nicht geprüft werden. PEEK-2, welches ausschließlich mit Kohlenstofffasern modifiziert ist, erreicht hinsichtlich des Reibungskoeffizienten keine wesentliche Verbesserung gegenüber PEEK-1, der Verschleiß ist jedoch deutlich geringer. Das Tribocompound PEEK-3 erzielt deutlich niedrigere Reibungskoeffizienten als PEEK-1 und PEEK-2, ist letzterem jedoch hinsichtlich des Verschleißverhaltens unterlegen. Das insgesamt beste tribologische Verhalten weist PEEK-4 auf, das niedrige Reibungskoeffizienten und Verschleißraten verbindet. Ein noch deutlicheres Bild ergibt sich in den automatisierten, randomisierten Versuchen. Bei den Reibungskoeffizienten bestätigt sich die Rangfolge von PEEK-1, PEEK-2, PEEK-3 und PEEK-4 mit aufsteigender Leistungsfähigkeit. Nur bei sehr hohen Lasten liegen PEEK-3 und PEEK-4 gleichauf. Hinsichtlich der Verschleißrate zeigen PEEK-2 und PEEK-3 ein sehr ähnliches Verhalten, PEEK-4 liegt nochmals deutlich darunter.

Beim Vergleich der Block-on-Ring- und Stift-Scheibe-Versuche ist auffällig, dass die Ergebnisse der Block-on-Ring-Versuche mit zwei Prüfstellen denen der Stift-Scheibe-Versuche ähnlicher sind als denen der Block-on-Ring-Versuche mit vier Prüfstellen. Ein Temperaturunterschied in der Kontaktfläche erscheint als Erklärung jedoch unwahrscheinlich, da die simulierten Massentemperaturen zwischen den Block-on-Ring-Versuchen mit zwei und vier Prüfstellen nur geringe Unterschiede aufweisen, obwohl sich die Wellentemperatur teils deutlich unterscheidet. Auch sind bei der mikroskopischen Untersuchung der Kontaktflächen nur geringfügige Unterschiede zwischen den Block-on-Ring-Versuchen mit vier Prüfstellen und den Stift-Scheibe-Versuchen festzustellen. Die Unterschiede zwischen den Versuchen mit zwei und vier Prüfstellen sind daher wahrscheinlich auf andere Effekte zurückzuführen. Denkbar wäre ein geändertes Vibrationsverhalten des Prüfstands bei der Verwendung aller vier Prüfstellen. Es erscheint jedoch plausibel, das Versagen von PEEK-1 unter 3 MPa und 2 m s^{-1} beim Versuch mit vier Prüfstellen auf die höhere Wellentemperatur zurückzuführen. In jedem Fall erscheint es angesichts der Unterschiede zwischen Versuchen mit zwei und vier Prüfstellen auf demselben Tribometer ratsam, Versuche mit zwei Prüfkörpern vorzuziehen, da eine gegenseitige Beeinflussung von auf der

gleichen Welle befindlichen Prüfstellen dadurch ausgeschlossen wird und zudem eine bessere Vergleichbarkeit zu den Stift-Scheibe-Versuchen erreicht wird.

In den automatisierten, randomisierten Stift-Scheibe-Versuchen zeigen die Verschleißkoeffizienten nur sehr geringfügige Änderungen über alle pv-Werte hinweg. Sie können demnach im betrachteten Lastbereich näherungsweise als pv- und damit auch als temperaturinvariant angenommen werden. Der Reibungskoeffizient weist hingegen eine sehr deutliche Abhängigkeit vom pv-Wert auf. Wird der Reibungskoeffizient über der mittleren Massentemperatur anstelle des pv-Wertes aufgetragen, zeigt sich eine fallende Tendenz des Reibungskoeffizienten mit steigender Temperatur. Diese findet sich auch in den Ergebnissen der Temperatursteigerungsversuche wieder, in denen der Reibungskoeffizient in den meisten Fällen von einem Anfangswert ausgehend zunächst absinkt, bevor er wieder einen mehr oder weniger starken Anstieg vollzieht. Die Temperatursteigerungsversuche zeigen deutlich, dass die Temperatur den Reibungskoeffizienten erheblich beeinflusst, was durch die μ - T -Verläufe ausgedrückt wird. Gleichzeitig liegt allerdings auch ein Einfluss der p-v-Kombination vor, was sich in den Unterschieden zwischen den μ - T -Verläufen bei unterschiedlichen Lasten äußert. Dies veranschaulicht, warum die Temperatur neben der Pressung und der Geschwindigkeit als wichtiger Teil des tribologischen Beanspruchungskollektivs angesehen werden muss.

Sehr deutlich zeigt sich der Einfluss der Temperatur in den anwendungsorientierten Bended-Plate-on-Ring- und Gleitlagersystemen. Hier werden sehr niedrige Reibungskoeffizienten erreicht, die deutlich Abseits der Verläufe liegen, die in den automatisierten, randomisierten Versuchen für den Reibungskoeffizienten ermittelt wurden. Letztere sind demnach in ihrer Gültigkeit auf dasjenige Prüfsystem beschränkt, mit welchem sie ermittelt wurden. Der Grund für die niedrigeren Reibungskoeffizienten in den anwendungsnahen Systemen sind die erheblich höheren Kontakttemperaturen, die aus den großen Kontaktflächen und der damit einhergehenden Freisetzung großer Wärmeströme resultieren. Diese gegenüber Modellsystemen deutlich erhöhten Temperaturen wurden auch von Künkel [61] und Panda [177] beschrieben. Bei der mikroskopischen Untersuchung der Gleitflächen von Bended-Plate-on-Ring-Proben sind infolge der hohen Temperatur deutliche Unterschiede gegenüber den Gleitflächen der unter gleicher Last geprüften Modellprüfkörper erkennbar. Insbesondere die großflächigen Anhaftungen aus abgeschertem Material sowie die Faserschädigungen infolge einer Verschlechterung der Faser-Matrix-Haftung können auf die hohen Temperaturen zurückgeführt werden. Die Verschleißkoeffizienten in den anwendungsnahen Systemen ähneln jenen aus den Modellsystemen und stellen somit einen weiteren Beleg für die oben festgestellte weitgehende Last- und

Temperaturunabhängigkeit des Verschleißkoeffizienten dar. Allerdings können aufgrund der hohen Temperaturen die thermomechanischen Belastungsgrenzen der eingesetzten Kunststoffe schnell überschritten werden, sodass die Spanne der möglichen p-v-Kombinationen gegenüber den Modellversuchen deutlich eingeschränkt ist.

6.5 Korrelation der Kontakttemperatur mit tribologischen Eigenschaften

Die in den Modellsystemen gemessenen Reibungskoeffizienten sind, wie im vorangegangenen Abschnitt festgestellt, nicht auf die anwendungsnäheren Systeme übertragbar. Dies begründet den Wunsch nach einer Korrelationssystematik, welche trotz der unterschiedlichen Temperaturniveaus bei gleichen pv-Kombinationen in den verschiedenen Prüfsystemen eine Übertragung von Ergebnissen ermöglicht. Ein Ansatz hierfür ergibt sich aus dem Zusammenspiel zweier Mechanismen: Einerseits reagiert die Gleitpaarung um tribologischen Kontakt auf das vorliegende Beanspruchungskollektiv aus Pressung, Gleitgeschwindigkeit, Temperatur und gegebenenfalls weiteren Einflussgrößen, indem sich ein für diese Beanspruchung spezifischer Reibungskoeffizient einstellt. Für die Gleitpaarung gilt demnach:

$$\mu = f(p, v, T, \dots) \quad (95)$$

Andererseits reagiert der die Gleitpaarung umgebende Prüfstandsaufbau auf die freigesetzte Wärme, welche vom Reibungskoeffizienten, der Pressung und der Geschwindigkeit abhängt, indem sich eine bestimmte Temperaturverteilung ausbildet. Es gilt:

$$T = f(\mu, p, v) \quad (96)$$

Da Pressung und Geschwindigkeit bei den Versuchen vorgegeben werden, verbleiben die Temperatur und der Reibungskoeffizient als unbekannte Größen. Sofern die Beziehungen (95) und (96) beide bekannt sind, sollte es möglich sein, die beiden Unbekannten anhand der beiden Beziehungen zu ermitteln. Eine Entsprechung zu Gleichung (95) sind die in den Temperatursteigerungsversuchen ermittelten μ - T -Verläufe unter verschiedenen p-v-Kombinationen. Die Gleichung (96) findet ihre Entsprechung in den in Abschnitt 5.4.7 ermittelten μ - T -Kennlinien der Prüfsysteme. Werden der μ - T -Verlauf einer Gleitpaarung und die μ - T -Kennlinie eines Prüfstands überlagert, sollte sich an ihrem Schnittpunkt der Betriebspunkt befinden, welcher sich im Versuch mit dieser Gleitpaarung auf dem jeweiligen Prüfstand tatsächlich einstellt.

Derartige Überlagerungen der μ - T -Kennlinien des Bended-Plate-on-Ring-Prüfstands mit dem μ - T -Verläufen von PEEK-1, -2, -3 und -4 aus dem Temperatursteigerungsversuch unter 1 MPa und 1 m s⁻¹ sind in Abbildung 89 dargestellt. Die im Experiment gemessenen

Reibungskoeffizienten und deren simulierte mittlere Kontaktflächentemperatur um Bended-Plate-on-Ring-Versuch sind als rote Datenpunkte eingetragen. Bei den Werkstoffen PEEK-1 und PEEK-2 liegen die experimentellen Datenpunkte fernab von den μ - T -Verläufen aus dem Temperatursteigerungsversuch, sodass ein Schnittpunkt nur bei PEEK-1 unter 0,5 MPa und 1 m s^{-1} gebildet werden kann. Dieser liegt deutlich entfernt vom dazugehörigen Messpunkt. Für PEEK-3 zeigt sich hingegen ein gänzlich anderes Ergebnis: Die Betriebspunkte aus den Versuchen liegen exakt an den Schnittpunkten des μ - T -Verlaufs mit den μ - T -Kennlinien. Bei PEEK-4 gelingt die Vorhersage des Betriebspunktes für den Versuch unter 1 MPa und 1 m s^{-1} ebenfalls perfekt. Im Betriebspunkt unter 0,5 MPa und 1 m s^{-1} liegt ein Reibungskoeffizient von 0,19 vor, wohingegen die Korrelationsmethode einen Reibungskoeffizienten von 0,11 vorhersagt. Dies stellt allerdings eine weitaus bessere Näherung dar als die Reibungskoeffizienten um 0,5, welche in den konventionellen Modellversuchen für PEEK-4 unter 1 MPa und 1 m s^{-1} gemessen werden.

Eine Überlagerung für Gleitlagerversuche mit PEEK-1 zeigt Abbildung 90. Hier wird der Betriebspunkt aus dem Versuch bei 0,17 MPa und $0,5 \text{ m s}^{-1}$ in guter Näherung vorhergesagt. Die Vorhersage des Betriebspunktes unter 0,17 MPa und 1 m s^{-1} misslingt jedoch. Für Gleitlager aus PEEK-5 (Abbildung 91) gelingt die Vorhersage des Betriebspunktes unter 0,17 MPa und $0,5 \text{ m s}^{-1}$ sowie unter 0,5 MPa und $0,5 \text{ m s}^{-1}$ sehr gut. Der Betriebspunkt bei 0,17 MPa und 1 m s^{-1} wird im Rahmen seiner Streubreite ebenfalls korrekt abgeschätzt. Der Reibungskoeffizient bei 0,5 MPa und 1 m s^{-1} wird geringfügig unterschätzt. Eine etwas größere Abweichung ergibt sich für den Betriebspunkt bei 1 MPa und $0,5 \text{ m s}^{-1}$. Dieser weist einen Reibungskoeffizienten von 0,19 auf, wohingegen die Abschätzung einen Wert von etwa 0,27 ergibt.

Als weitere Validierung für die vorgestellte Korrelationsmethode wurde ein zuvor nicht betrachtetes Tribocompound (J350, igus GmbH, Köln) untersucht. Dieses weist laut Datenblatt eine Wärmeleitfähigkeit von $0,24 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ auf, die als isotrop angenommen wurde. Abbildung 92 zeigt die Überlagerung eines Block-on-Ring-Temperatursteigerungsversuchs mit J350 unter 1 MPa und 1 m s^{-1} und μ - T -Kennlinien des Bended-Plate-on-Ring-Prüfstands. Anhand der Schnittpunkte wurden die in Tabelle 30 genannten Reibungskoeffizienten abgelesen. Anschließend wurden Versuche mit Gleitlagerbuchsen aus J350 durchgeführt, deren Ergebnisse sind ebenfalls in Tabelle 30 aufgeführt. Die Reibungskoeffizienten im Gleitlagerexperiment werden in guter Näherung abgeschätzt. Lediglich der Reibungskoeffizient unter 1 MPa und $0,5 \text{ m s}^{-1}$ wird etwas überschätzt.

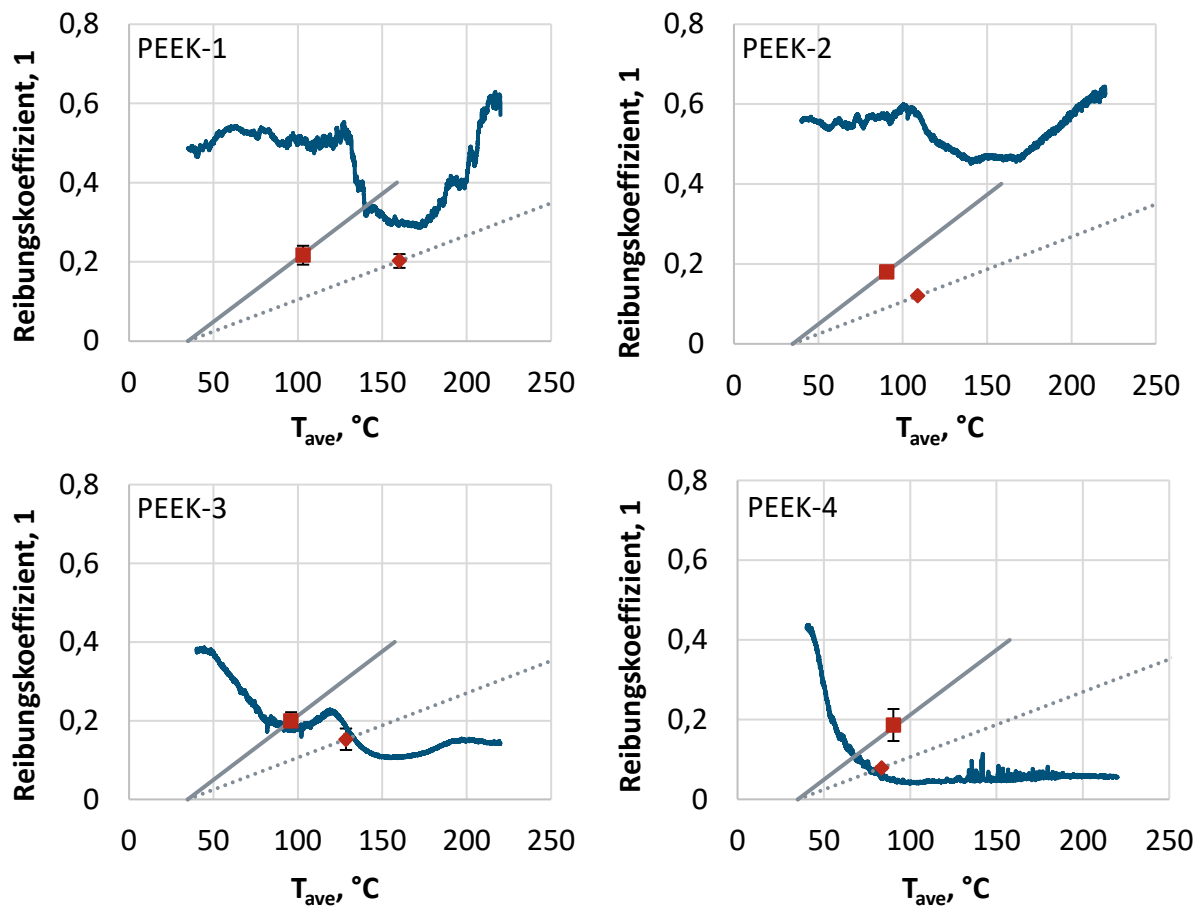


Abbildung 89: Überlagerung von Temperatursteigerungsversuchen unter 1 MPa und 1 m s⁻¹ und μ - T -Kennlinien des Bended-Plate-on-Ring-Prüfstands. Blau: Temperatursteigerungsversuch. Grau: μ - T -Kennlinie (0,5 MPa, 1 m s⁻¹). Grau, gepunktet: μ - T -Kennlinie (1 MPa, 1 m s⁻¹). Rot: Versuche.

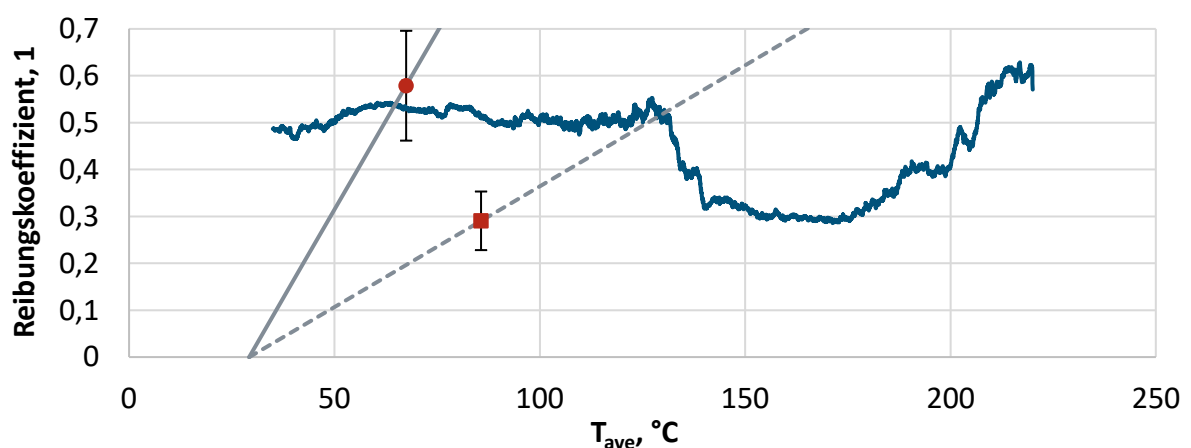


Abbildung 90: Überlagerung eines Temperatursteigerungsversuchs mit PEEK-1 unter 1 MPa und 1 m s⁻¹ und μ - T -Kennlinien des Gleitlagerprüfstands. Blau: Temperatursteigerungsversuch. Grau: μ - T -Kennlinie (0,17 MPa, 0,5 m s⁻¹). Grau, gepunktet: μ - T -Kennlinie (0,17 MPa, 1 m s⁻¹). Rot: Versuche.

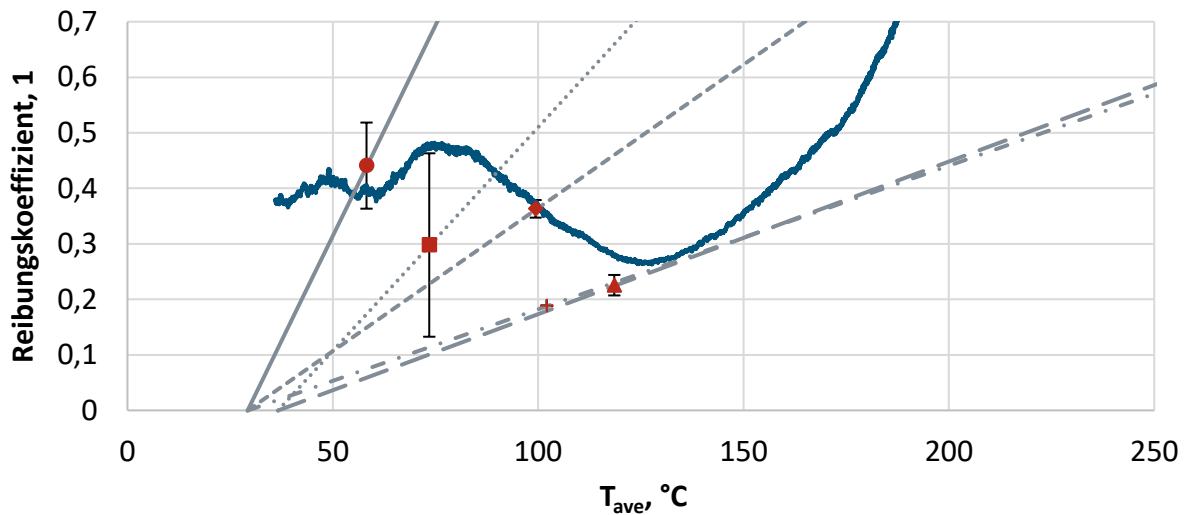


Abbildung 91: Überlagerung eines Temperatursteigerungsversuchs mit PEEK-5 unter 1 MPa und 1 m s^{-1} und μ - T -Kennlinien des Gleitlagerprüfstands. Blau: Temperatursteigerungsversuch. Grau: μ - T -Kennlinie (0,17 MPa, $0,5 \text{ m s}^{-1}$). Grau, gepunktet: μ - T -Kennlinie (0,17 MPa, 1 m s^{-1}). Grau, kurze Striche: μ - T -Kennlinie (0,5 MPa, $0,5 \text{ m s}^{-1}$). Grau, lange Striche: μ - T -Kennlinie (0,5 MPa, 1 m s^{-1}). Grau, Strichpunktlinie: μ - T -Kennlinie (1 MPa, $0,5 \text{ m s}^{-1}$). Rot: Versuche.

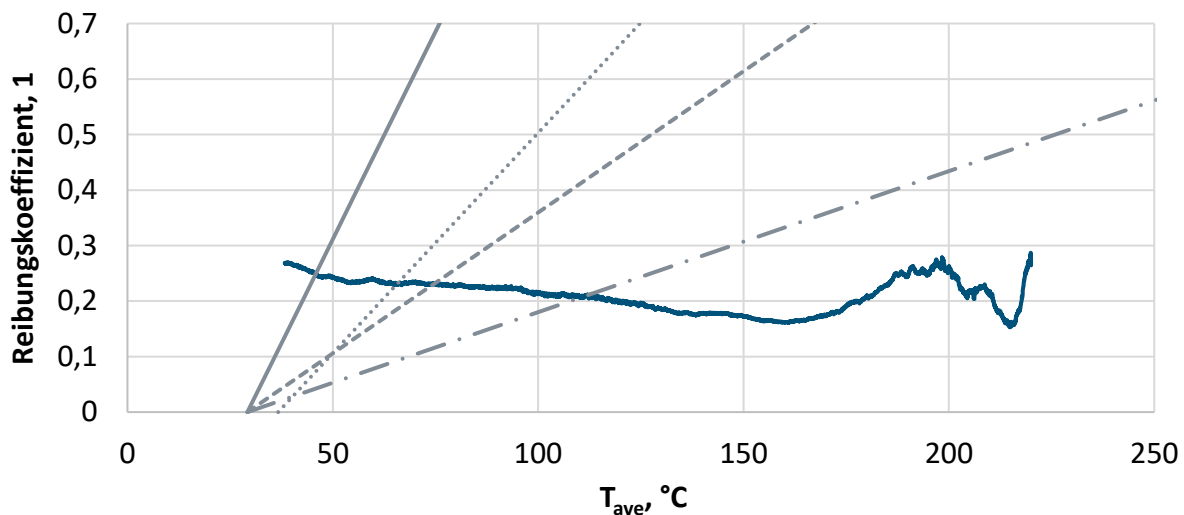


Abbildung 92: Überlagerung eines Temperatursteigerungsversuchs mit J350 unter 1 MPa und 1 m s^{-1} und μ - T -Kennlinien des Gleitlagerprüfstands. Blau: Temperatursteigerungsversuch. Grau: μ - T -Kennlinie (0,17 MPa, $0,5 \text{ m s}^{-1}$). Grau, gepunktet: μ - T -Kennlinie (0,17 MPa, 1 m s^{-1}). Grau, kurze Striche: μ - T -Kennlinie (0,5 MPa, $0,5 \text{ m s}^{-1}$). Grau, Strichpunktlinie: μ - T -Kennlinie (1 MPa, $0,5 \text{ m s}^{-1}$).

Tabelle 30: Vergleich von geschätzten und gemessenen Reibungskoeffizienten in Gleitlagerversuchen mit dem Werkstoff J350.

Werkstoff	$p : v$	μ , abgelesen	μ , Versuch
	MPa : m s ⁻¹	1	1
J350	0,17 : 0,5	0,25	0,27
	0,17 : 1	0,23	0,29
	0,5 : 0,5	0,23	0,20
	1 : 0,5	0,21	0,12

Die vorgestellte Korrelationsmethode erlaubt es, basierend auf einem Temperatursteigerungsversuch in einem Modellsystem in Kombination mit systematischen numerischen Parameterstudien den Reibungskoeffizienten in anwendungsnäheren tribologischen Systemen abzuschätzen. Die Methode weist jedoch noch einige Einschränkungen auf. Sie funktioniert für tribologisch nicht optimierte Werkstoffe wie PEEK-1 und -2 nicht zuverlässig. Bei den betrachteten Tribocompounds treten dagegen nur vereinzelt Vorhersagen mit unzureichender Genauigkeit auf. Ein möglicher Grund für diese Einschränkungen ist die Ermittlung des μ - T -Verlaufs in einem Temperatursteigerungsversuch mit einer Heizrampe. Wie von Lin et al. nachgewiesen, können bei einer derartigen Versuchsführung Abweichungen im Vergleich zu isothermen Versuchen auf verschiedenen Temperaturniveaus auftreten, da unter dem Einfluss der Heizrampe kein stationärer tribologischer Zustand erreicht wird [15]. Ein weiterer möglicher Einfluss besteht in der Transferfilmbildung. Da der Kontaktbereich der anwendungsnahen Prüfsysteme im Vergleich zu den Modellsystemen weniger freiliegt, können Verschleißpartikel weniger leicht aus dem Kontakt austreten. Dies könnte das Reibungsverhalten beeinflussen, insbesondere da, wie ebenfalls von Lin et al. nachgewiesen, die Struktur des Transferfilms erheblich von der Kontakttemperatur beeinflusst wird [15]. Ferner wurden die zuvor betrachteten μ - T -Verläufe allesamt unter einer Last von 1 MPa und 1 m s⁻¹ ermittelt. In den Bended-Plate-on-Ring- und Gleitlagerversuchen liegen jedoch auch andere p - v -Kombinationen vor und wie in Abschnitt 5.3.1 gezeigt, sind die μ - T -Verläufe lastabhängig. Durch die Aufzeichnung einer größeren Zahl von μ - T -Verläufen bei unterschiedlichen Lasten könnte möglicherweise die Vorhersagegüte der Korrelationsmethode verbessert werden. In diesem Zusammenhang ist auch zu beachten, dass die Flächenpressung in den anwendungsnahen Systemen aufgrund der halbkreisförmigen Kontaktfläche nicht homogen ist.

6.6 Ausblick

Mit den im Rahmen der vorliegenden Arbeit gewonnenen Methoden und Erkenntnissen können Kontakttemperaturen in Kunststoff-Stahl-Tribosystemen auf verschiedene Arten – numerisch, über Regressionsgleichungen sowie anhand gebräuchlicher analytischer Methoden - berechnet werden. Diese Methoden sollten konsequent in die alltägliche tribologische Laborarbeit integriert werden, sodass die Analyse der Kontakttemperaturen bei sämtlichen Versuchen erfolgt. Auf diese Weise kann ein umfangreicher Datenbestand aus tribologischen Kennwerten mit den dazugehörigen Kontakttemperaturen aufgebaut werden, aus dem mit hoher Wahrscheinlichkeit weitere Erkenntnisse gewonnen werden können. So könnten diese Informationen beispielsweise genutzt werden, um ein besseres Verständnis für die thermomechanischen Belastungsgrenzen in kunststoffbasierten tribologischen Systemen zu erlangen. Ein weiterer temperaturbedingter Effekt, der mithilfe der neuen Methoden untersucht werden kann, tritt bei der Messung des linearen Verschleißbetrags W_l auf. Da sich innerhalb der transienten Einlaufphase die Temperaturverteilung im Prüfkörper verändert, kann sowohl aufgrund von Erweichung als auch durch thermische Ausdehnung eine Längenänderung des Prüfkörpers auftreten. Da diese die verschleißbedingte Längenabnahme überlagert, kann während der Einlaufphase keine zuverlässige Verschleißmessung erfolgen. Eine thermomechanische Simulation könnte dazu beitragen, den Verschleiß insbesondere in der Einlaufphase zuverlässiger zu messen.

Um die Vorhersagegenauigkeit der vorgestellten Korrelationsmethode zwischen den Modellversuchen und den anwendungsorientierten Systemen weiter zu verbessern, sollten die μ - T -Verläufe durch Versuche bei konstanten Gegenkörpertemperaturen bestimmt werden. Außerdem muss der Prozess der Transferfilmbildung unter dem Einfluss verschiedener Temperaturen und bei unterschiedlichen Kontaktgeometrien systematisch untersucht werden.

Für das integrale Block-on-Ring-Modell sollte eine Anpassung des Rotationsfaktors anhand von Datensätzen aus automatisierten, randomisierten Versuchen erfolgen, um den Rotationsfaktor auf eine ebenso breite Datenbasis zu stellen, wie dies bereits im Stift-Scheibe-Modell der Fall ist.

Die transiente Simulation sollte weiterverfolgt werden, da sie die Temperaturverteilung innerhalb der Kontaktfläche besser wiedergibt als stationäre Simulationen. Idealerweise muss die Simulation einer größeren Zeitspanne ermöglicht und das Problem der zu niedrigen Grundkörpertemperaturen behoben werden.

In einem nächsten Entwicklungsschritt müssen die vorhandenen Simulationsmethoden um Modelle für die thermischen Vorgänge auf der Mikroskala ergänzt werden. Die lokale Temperaturverteilung, einschließlich der Blitztemperaturen, übt mit hoher Wahrscheinlichkeit einen wesentlichen Einfluss auf das tribologische Systemverhalten aus. Dies gilt in besonderem Maße in Bezug auf reaktive Compounds, da die lokalen chemischen Umwandlungseffekte in diesen Werkstoffen durch die vorliegenden Temperaturen aktiviert werden.

7 Zusammenfassung

Die Eigenschaften von Kunststoffen sind in hohem Maße temperaturabhängig. In tribologischen Systemen wirken sich daher Änderungen der Temperatur aufgrund von Reibungswärme erheblich auf das Systemverhalten und die tribologischen Messgrößen aus.

Um diese Einflüsse zu analysieren, wurden Prüfkörper für Block-on-Ring- und Stift-Scheibe-Modellversuche sowie für das anwendungsnähere Bended-Plate-on-Ring-System aus verschiedenen Werkstoffen auf Basis von PEEK gefertigt. Zusätzlich wurden Gleitlagerbuchsen aus drei Werkstoffen beschafft. Die Faserverteilung in den Prüfkörpern wurde anhand von Mikroschliffen ermittelt und anschließend genutzt, um die anisotropen Wärmeleitfähigkeiten der Prüfkörper zu berechnen. Die Werkstoffe wurden einem umfangreichen tribologischen Prüfprogramm unterzogen, welches neben konventionellen Modellversuchen und den anwendungsorientierten Bended-Plate-on-Ring- und Gleitlagerversuchen auch automatisierte, randomisierte Stift-Scheibe-Versuche sowie Temperatursteigerungsversuche im Block-on-Ring-System umfasste. Zwischen den tribologischen Ergebnissen aus den unterschiedlichen Modellsystemen liegen insgesamt nur geringe Unterschiede vor. Anhand der automatisierten, randomisierten Versuche wurde festgestellt, dass die Verschleißraten der untersuchten Werkstoffe über einen breiten Lastbereich nahezu konstant sind. Die Reibungskoeffizienten zeigen hingegen eine ausgeprägte Lastabhängigkeit. Aus den Temperatursteigerungsversuchen geht hervor, dass der Reibungskoeffizient unter konstanter mechanischer Belastung erheblich durch die Temperatur beeinflusst wird. Änderungen der Pressung und/oder der Geschwindigkeit wirken sich wiederum auf den temperaturabhängigen Verlauf des Reibungskoeffizienten aus. Eine moderate Erhöhung der Temperatur gegenüber dem in den abstrakten Modellsystemen Block-on-Ring und Stift-Scheibe erreichten Niveau bewirkt im Regelfall eine Verringerung des Reibungskoeffizienten. Dies ist in den anwendungsorientierten Systemen zu beobachten, die unter konstanter p-v-Kombination höhere Kontakttemperaturen und niedrigere Reibungskoeffizienten als die Block-on-Ring- und Stift-Scheibe-Systeme erreichen. Zugleich kann infolge der höheren Temperaturen nur ein kleinerer Bereich von p-v-Kombinationen ertragen werden, da die thermomechanischen Lastgrenzen der eingesetzten Werkstoffe schneller erreicht werden.

Für die numerische Simulation der verwendeten Prüfsysteme wurden insgesamt sechs Simulationsmodelle aufgebaut. Für die Block-on-Ring- und Stift-Scheibe-Systeme wurde jeweils sowohl ein Modell des isolierten Grundkörpers als auch ein Integralmodell, welches Teile des Prüfstandsbaus beinhaltet, untersucht. Die anwendungsorientierten

Systeme wurden ausschließlich integral modelliert. Die Auswahl geeigneter Randbedingungen wurde ausführlich diskutiert. Herausfordernd war die Modellierung des Wärmeübergangs an den rotierenden Gegenkörpern der Prüfstände sowie die Ermittlung von Rotationsfaktoren, um in stationären Simulationen die fehlende Rotation der Welle auszugleichen. Das Integralmodell bietet mehrere Vorteile gegenüber dem Modell des isolierten Grundkörpers. Es ist weniger fehleranfällig und bietet weitergehende Möglichkeiten für Parameterstudien, welche das Systemverständnis verbessern. Die Durchführung transienter Simulationen weist aufgrund des hohen Rechenaufwands und Problemen bei der Einstellung einer initialen Temperaturverteilung noch Optimierungspotential auf. Durch Vergleiche von Simulationen mit isotropen und anisotropen Werkstoffmodellen wurde herausgefunden, dass die Berücksichtigung der Anisotropie der Wärmeleitfähigkeit in den meisten Fällen die Simulationsergebnisse kaum beeinflusst. Bei der Identifikation von Randbedingungen und bei Validierungsrechnungen sollte sie jedoch berücksichtigt werden, um eine möglichst hohe Modellgüte zu erreichen. Die Umgebungstemperatur wirkt sich deutlich auf die berechneten Temperaturverteilungen aus und sollte daher möglichst konstant gehalten oder zumindest protokolliert und in den Simulationen berücksichtigt werden.

Ergänzend zu den numerischen Simulationen wurden auch anhand von analytischen Ansätzen aus der Literatur verschiedene Kontakttemperaturen berechnet. Durch einen Abgleich mit den Simulationsergebnissen konnten diejenigen analytischen Ansätze identifiziert werden, welche die untersuchten Kunststoff-Metall-Systeme am besten beschreiben. Mit diesen Ansätzen ist eine grobe Abschätzung von Kontakttemperaturen mit geringem Aufwand möglich.

Durch systematische Variation des Reibungskoeffizienten in den numerischen Simulationen konnten Kennlinien der Prüfstände ermittelt werden, welche beschreiben, welche Temperaturen sich im Prüfstand als Reaktion auf eine vorliegende tribologische Belastung einstellen. Diese Kennlinien konnten durch multilineare Regression auf einfache Gleichungen reduziert werden, welche eine gute Abschätzung von Kontakttemperaturen anhand des Reibungskoeffizienten, des Drucks und der Gleitgeschwindigkeit ermöglichen. Die Genauigkeit der Regressionsmodelle kann durch die Einbeziehung einer gemessenen Temperatur an der Grundkörperoberfläche noch weiter gesteigert werden.

Wird die simulierte Temperatur-Reibungs-Kennlinie eines anwendungsnahen Prüfstands mit den Ergebnissen eines Temperatursteigerungsversuchs im Block-on-Ring-System kombiniert, kann der Reibungskoeffizient, welcher sich unter den entsprechenden Lastbedingungen im anwendungsnahen Versuch einstellen wird, für tribologisch angepasste

Werkstoffe mit guter Genauigkeit vorhergesagt werden. Somit gelingt es mithilfe der Simulationen, Versuchsergebnisse aus einem Modellversuch der Prüfkategorie VI in die anwendungsnäheren Versuchskategorien V und IV zu übertragen.

8 Literatur

- [1] Czichos, H.: Technik und Tribologie. In Czichos, H.; Habig, K.-H. (Hrsg.): Tribologie-Handbuch. 4. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden, 2015. DOI: 10.1007/978-3-8348-2236-9_1
- [2] Richter, K.; Wiedemeyer, J.: Verluste durch Reibung und Verschleiß – nichtgeschmierte Bauteile. In Hansen, J. (Hrsg.): Tribologie (1. Fortschreibung der Studie Tribologie). DFVLR Institut für Werkstoff- Forschung, Köln, 1985
- [3] Bartz, W.J.: Energieeinsparung durch tribologische Massnahmen. In Bartz, W.J. (Hrsg.): Handbuch der Tribologie und Schmierungstechnik, Band 2. expert-Verlag, Ehningen bei Böblingen, 1988
- [4] Holmberg, K.; Erdemir, A.: Influence of tribology on global energy consumption, costs and emissions. *Friction* 5 (2017) 3, 263–284. DOI: 10.1007/s40544-017-0183-5
- [5] Woydt, M.; Gradt, T.; Hosenfeldt, T.; Luther, R.; Rienäcker, A.; Wetzel, F.-J.; Wincierz, C.: Tribologie in Deutschland - Querschnittstechnologie zur Minderung von CO₂-Emissionen und zur Ressourcenschonung. Gesellschaft für Tribologie e.V., Jülich, 2019
- [6] N.N.: Arbeitsblatt 7: Tribologie - Verschleiß, Reibung - Definitionen, Begriffe, Prüfung. Gesellschaft für Tribologie e.V., Aachen, 2002
- [7] Czichos, H.; Sturm, H.: Tribologische Mess- und Prüftechnik. In Czichos, H.; Habig, K.-H. (Hrsg.): Tribologie-Handbuch. 4. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden, 2015. DOI: 10.1007/978-3-8348-2236-9_1
- [8] Uetz, H.; Wiedemeyer, J.: Tribologie der Polymere. Carl Hanser Verlag, München, 1985
- [9] Erhard, G.; Strickle, E.: Maschinenelemente aus thermoplastischen Kunststoffen: Lager und Antriebselemente. 2. Aufl., VDI-Verlag, Düsseldorf, 1985
- [10] Briscoe, B.J.; Sinha, S.K.: Tribological applications of polymers and their composites: Past, present and future prospects. In Friedrich, K.; Schlarb, A.K. (Hrsg.): Tribology of Polymeric Nanocomposites. Friction and Wear of Bulk Materials and Coatings. 2. Aufl., Butterworth-Heinemann/Elsevier, Oxford, 2013
- [11] Dallner, C.: Thermo-mechanische Einsatzgrenzen von Kunststoffen. Dissertation, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, 2008

- [12] Ehrenstein, G.W.: Polymer-Werkstoffe. Struktur - Eigenschaften - Anwendung. 3. Aufl., Carl Hanser Verlag, München, 2011
- [13] Ludema, K.C.; Tabor, D.: The friction and visco-elastic properties of polymeric solids. *Wear* 9 (1966) 5, 329–348. DOI: 10.1016/0043-1648(66)90018-4
- [14] Chang, L.; Zhang, Z.; Ye, L.; Friedrich, K.: Tribological properties of high temperature resistant polymer composites with fine particles. *Tribology International* 40 (2007) 7, 1170–1178. DOI: 10.1016/J.TRIBOINT.2006.12.002
- [15] Lin, L.Y.; Pei, X.-Q.; Bennewitz, R.; Schlarb, A.K.: Tribological Response of PEEK to Temperature Induced by Frictional and External Heating. *Tribology Letters* 67 (2019) 2, 52. DOI: 10.1007/s11249-019-1169-4
- [16] Ecke, N.; Schott, M.; Schlarb, A.K.: Ein Vergleich analytischer Methoden zur Abschätzung der Temperaturen in einfachen Gleitkontakten. *Zeitschrift Kunststofftechnik* 1 (2018), 94–117. DOI: 10.3139/O999.04012018
- [17] Kónya, L.; Váradi, K.; Flöck, J.; Friedrich, K.: Finite-element heat-transfer analysis of a PEEK-steel sliding pair in a pin-on-disc configuration. *Tribotest* 8 (2001) 1, 1–26. DOI: 10.1002/tt.3020080102
- [18] Flöck, J.: Beitrag zur experimentellen und modellhaften Beschreibung der Gleitverschleissmechanismen kohlenstoffaserverstärkter Polyetheretherketon (PEEK) Verbunde. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2001
- [19] Kennedy, F.E.; Lu, Y.; Baker, I.: Contact temperatures and their influence on wear during pin-on-disk tribotesting. *Tribology International* 82 (2015), 534–542. DOI: 10.1016/J.TRIBOINT.2013.10.022
- [20] Dowson, D.: History of Tribology. Longman, London, 1979
- [21] Popov, V.L.: Kontaktmechanik und Reibung: von der Nanotribologie bis zur Erdbendynamik. 2. Aufl., Springer, Berlin, 2010
- [22] Jost, P.: Lubrication (Tribology) - A report on the present position and industry's needs. Department of Education and Science, H. M. Stationery Office, London, 1966
- [23] Gradt, T.: Vakuumtribologie. In Czichos, H.; Habig, K.-H. (Hrsg.): Tribologie-Handbuch. 4. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden, 2015. DOI: 10.1007/978-3-8348-2236-9_1

- [24] Habig, K.-H.: Tribologie von Konstruktionselementen. In Czichos, H.; Habig, K.-H. (Hrsg.): Tribologie-Handbuch. 4. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden, 2015. DOI: 10.1007/978-3-8348-2236-9_1
- [25] Czichos, H.; Santner, E.: Tribologische Beanspruchung. In Czichos, H.; Habig, K.-H. (Hrsg.): Tribologie-Handbuch. 4. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden, 2015. DOI: 10.1007/978-3-8348-2236-9_1
- [26] Czichos, H.: Reibung. In Czichos, H.; Habig, K.-H. (Hrsg.): Tribologie-Handbuch. 4. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden, 2015. DOI: 10.1007/978-3-8348-2236-9_1
- [27] Uetz, H.; Föhl, J.: Wear as an energy transformation process. Wear 49 (1978) 2, 253 – 264. DOI: 10.1016/0043-1648(78)90091-1
- [28] Czichos, H.: Verschleiß. In Czichos, H.; Habig, K.-H. (Hrsg.): Tribologie-Handbuch. 4. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden, 2015. DOI: 10.1007/978-3-8348-2236-9_1
- [29] Thomson, R.W.: Carriage Wheels. Patent GB10990, 1845
- [30] Dunlop, J.B.: An Improvement in Tyres of Wheels for Bicycles, Tricycles or Other Road Cars. Patent GB10607, 1888
- [31] Michelin, E.: Pneumatic Tire. Patent US497453, 1893
- [32] Krüger, O.: Kunststoffe in der Gleitlagertechnik. In Bartz, W.J. (Hrsg.): Selbstschmierende und wartungsfreie Gleitlager: Typen, Eigenschaften, Einsatzgrenzen und Anwendungen. expert-Verlag, Ehningen bei Böblingen, 1993
- [33] Friedrich, K.; Reinicke, P.: Einsatzgrenzen von Kunststoffen und deren Verbunden unter Reibungs- und Verschleißbedingungen. In Grellmann, W.; Seidler, S. (Hrsg.): Deformation und Bruchverhalten von Kunststoffen. Springer-Verlag, Berlin, 1998
- [34] Mäurer, M.: Tribologische Untersuchungen an Radialgleitlagern aus Kunststoffen. Dissertation, Technische Universität Chemnitz, 2003
- [35] Bayerl, T.; Schlarb, A.K.: Welding of tribologically optimized polyetheretherketone films with metallic substrates. Tribology International 43 (2010) 5–6, 1175–1179. DOI: 10.1016/j.triboint.2009.12.018
- [36] Josch, L.E.; Götz, V.; Römer, C.; Konchakova, N.; Emrich, S.; Wagner, C.; Müller, R.; Kopnarski, M.; Schlarb, A.K.: Influence of the Shaping on Tribological Properties of PEEK-Coated U-Shaped Metal-Profiles: Tribological Properties of PEEK/Metal-Profiles. Advanced Engineering Materials 15 (2013) 9, 830–836. DOI: 10.1002/adem.201200274

- [37] Schlarb, A.K.: Energieeffiziente Kunststoff/Metall-Gleitlagersysteme durch hybride Verstärkung. Jahresmagazin Ingenieurwissenschaften/Kunststofftechnik (2015)
- [38] Birkhofer, H.; Kümmerle, T.: Feststoffgeschmierte Wälzlager: Einsatz, Grundlagen und Auslegung. Springer Vieweg, Berlin, 2012
- [39] Villavicencio, M.D.; Renouf, M.; Saulot, A.; Michel, Y.; Mahéo, Y.; Colas, G.; Filleter, T.; Berthier, Y.: Self-lubricating composite bearings: Effect of fibre length on its tribological properties by DEM modelling. Tribology International 113 (2017), 362–369. DOI: 10.1016/j.triboint.2016.12.022
- [40] Pörsch, S.; Jim, B.C.; Emrich, S.; Brodyanski, A.; Sauer, B.; Wetzel, B.; Kopnarski, M.: Analysis of transfer mechanisms of solid-lubricated rolling bearings. 73rd Society of Tribologists & Lubrication Engineers Annual Meeting & Exhibition, Minneapolis, 2018
- [41] Riner, M.: Aktuelle Entwicklungen – Orthopädische Implantate. In Wintermantel, E.; Ha, S.-W. (Hrsg.): Medizintechnik. 5. Aufl., Springer-Verlag, Berlin, 2009
- [42] Scholten, J.; Haensel, H.; Krekeler, N.; Fuchs, H.; Stenke, R.; Ejtehadi, M.H.: Modellierung des Einflusses der Verschleißverteilung auf die Beanspruchung von Fahrwerksgelenken. Materials Testing 52 (2010) 7–8, 463–469. DOI: 10.3139/120.110151
- [43] Rösler, J.: Zur Tragfähigkeitssteigerung thermoplastischer Zahnräder mit Füllstoffen. Dissertation, Technische Universität Berlin, 2005
- [44] Feulner, R.W.: Verschleiß trocken laufender Kunststoffgetriebe: Kennwertermittlung und Auslegung. Dissertation, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, 2008
- [45] Fürstenberger, M.D.: Betriebsverhalten verlustoptimierter Kunststoffzahnräder: Verzahnungsverluste, Temperaturen, Tragfähigkeit und dynamisches Betriebsverhalten. Dissertation, Technische Universität München, 2013
- [46] Maier, E.; Ziegltrum, A.; Lohner, T.; Stahl, K.: Characterization of TEHL contacts of thermoplastic gears. Forschung im Ingenieurwesen 81 (2017), 317–324
- [47] Schmitt, W.: Kunststoffe und Elastomere in der Dichtungstechnik. Kohlhammer, Stuttgart, 1987
- [48] Daubner, A.: Analyse, Modellierung und Simulation von Verschleiß auf mehreren Skalen zur Betriebsdauervorhersage von Wellendichtringen aus PTFE-Compound. Dissertation, Universität Stuttgart, 2014

- [49] N.N.: DIN ISO 6691:2001-05, Thermoplastische Polymere für Gleitlager. Beuth-Verlag, Berlin, 2001
- [50] Bijwe, J.; Sen, S.; Ghosh, A.: Influence of PTFE content in PEEK–PTFE blends on mechanical properties and tribo-performance in various wear modes. *Wear* 258 (2005) 10, 1536–1542. DOI: 10.1016/j.wear.2004.10.008
- [51] Szameitat, M.: Reibung und Verschleiß von Mischungen aus hochtemperaturbeständigen thermoplastischen Kunststoffen. Dissertation, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, 1998
- [52] Erhard, G.: Zum Reibungs- und Verschleißverhalten von Polymerwerkstoffen. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 1980
- [53] Erhard, G.; Strickle, E.: Maschinenelemente aus thermoplastischen Kunststoffen. Band 1. Grundlagen und Verbindungselemente. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1974
- [54] Lu, Z.P.; Friedrich, K.: On sliding friction and wear of PEEK and its composites. *Wear* 181–183 (1995), 624–631. DOI: 10.1016/0043-1648(95)90178-7
- [55] Zhang, G.; Schlarb, A.K.: Correlation of the tribological behaviors with the mechanical properties of poly-ether-ether-ketones (PEEKs) with different molecular weights and their fiber filled composites. *Wear* 266 (2009) 1–2, 337–344. DOI: 10.1016/j.wear.2008.07.004
- [56] Makinson, K.R.; Tabor, D.: The friction and transfer of polytetrafluoroethylene. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences* 281 (1964) 1384, 49–61. DOI: 10.1098/rspa.1964.0168
- [57] Pooley, C.M.; Tabor, D.: Friction and molecular structure: the behaviour of some thermoplastics. *Proceedings of the Royal Society of London. A. Mathematical and Physical Sciences* 329 (1972) 1578, 251–274. DOI: 10.1098/rspa.1972.0112
- [58] Blanchet, T.A.: Wear of Polytetrafluoroethylene and PTFE Composites. In Sinha, S.K.; Briscoe, B.J. (Hrsg.): *Polymer Tribology*. Imperial College Press, 2009. DOI: 10.1142/9781848162044_0010
- [59] Erhard, G.: *Konstruieren mit Kunststoffen*. 3. Aufl., Hanser, München, 2004
- [60] Voss, H.; Friedrich, K.: On the wear behaviour of short-fibre-reinforced peek composites. *Wear* 116 (1987) 1, 1–18. DOI: 10.1016/0043-1648(87)90262-6

- [61] Künkel, R.: Auswahl und Optimierung von Kunststoffen für tribologisch beanspruchte Systeme. Dissertation, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, 2005
- [62] Tanaka, K.: Structures and properties of polymers important to their wear behaviour. Tribology in the 80's - Proceedings of an international conference held at NASA Lewis Research Center, Cleveland, 1983
- [63] Tanaka, K.: Some interesting problems that remain unsolved in my work on polymer tribology. Tribology International 28 (1995) 1, 19–22. DOI: 10.1016/0301-679X(95)99488-7
- [64] Cirino, M.; Friedrich, K.; Pipes, R.B.: Evaluation of polymer composites for sliding and abrasive wear applications. Composites 19 (1988) 5, 383–392. DOI: 10.1016/0010-4361(88)90126-7
- [65] Zhang, L.; Zhang, G.; Chang, L.; Wetzel, B.; Jim, B.; Wang, Q.: Distinct tribological mechanisms of silica nanoparticles in epoxy composites reinforced with carbon nanotubes, carbon fibers and glass fibers. Tribology International 104 (2016), 225–236. DOI: 10.1016/j.triboint.2016.09.001
- [66] Jacobs, O.: Scanning electron microscopy observation of the mechanical decomposition of carbon fibres under wear loading. Journal of Materials Science Letters 10 (1991) 14, 838–839. DOI: 10.1007/BF00724754
- [67] Zhang, G.; Rasheva, Z.; Schlarb, A.K.: Friction and wear variations of short carbon fiber (SCF)/PTFE/graphite (10 vol.%) filled PEEK: Effects of fiber orientation and nominal contact pressure. Wear 268 (2010) 7–8, 893–899. DOI: 10.1016/J.WEAR.2009.12.001
- [68] Khun, N.W.; Zhang, H.; Lim, L.H.; Yue, C.Y.; Hu, X.; Yang, J.: Tribological properties of short carbon fibers reinforced epoxy composites. Friction 2 (2014) 3, 226–239. DOI: 10.1007/s40544-014-0043-5
- [69] Pei, X.-Q.; Bennewitz, R.; Schlarb, A.K.: Mechanisms of Friction and Wear Reduction by Carbon Fiber Reinforcement of PEEK. Tribology Letters 58 (2015) 3, 42. DOI: 10.1007/s11249-015-0520-7
- [70] Briscoe, B.J.; Lin Heng Yao; Stolarski, T.A.: The friction and wear of poly(tetrafluoroethylene)-poly (etheretherketone) composites: An initial appraisal of the optimum composition. Wear 108 (1986) 4, 357–374. DOI: 10.1016/0043-1648(86)90013-X

- [71] Rodriguez, V.; Sukumaran, J.; Schlarb, A.K.; De Baets, P.: Influence of solid lubricants on tribological properties of polyetheretherketone (PEEK). *Tribology International* 103 (2016), 45–57. DOI: 10.1016/j.triboint.2016.06.037
- [72] Shang, Y.; Zhao, Y.; Liu, Y.; Zhu, Y.; Jiang, Z.; Zhang, H.: The effect of micron-graphite particle size on the mechanical and tribological properties of PEEK Composites. *High Performance Polymers* 30 (2018) 2, 153–160. DOI: 10.1177/0954008316685410
- [73] Wang, J.; Gu, M.; Songhao, B.; Ge, S.: Investigation of the influence of MoS₂ filler on the tribological properties of carbon fiber reinforced nylon 1010 composites. *Wear* 255 (2003) 1–6, 774–779. DOI: 10.1016/S0043-1648(03)00268-0
- [74] Zalaznik, M.; Novak, S.; Huskić, M.; Kalin, M.: Tribological behaviour of a PEEK polymer containing solid MoS₂ lubricants: Tribological Behaviour of a PEEK/MoS₂ Polymer Composite. *Lubrication Science* 28 (2016) 1, 27–42. DOI: 10.1002/ls.1299
- [75] Wäsche, R.; Habig, K.-H.: BAM Forschungsbericht 158: Physikalisch-chemische Grundlagen der Feststoffschmierung - Literaturübersicht. *Wirtschaftsverlag NW*, Bremerhaven, 1989
- [76] Lu, Z.; Friedrich, K.: Polymere Hochtemperatur-Verbundwerkstoffe für Anwendungen als Gleitelemente. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 28 (1997) 3, 116–123. DOI: 10.1002/mawe.19970280309
- [77] Wetzel, B.; Hauptert, F.; Friedrich, K.; Zhang, M.Q.; Rong, M.Z.: Impact and wear resistance of polymer nanocomposites at low filler content. *Polymer Engineering & Science* 42 (2002) 9, 1919–1927. DOI: 10.1002/pen.11084
- [78] Shao, X.; Liu, W.; Xue, Q.: The tribological behavior of micrometer and nanometer TiO₂ particle-filled poly(phthalazine ether sulfone ketone) composites. *Journal of Applied Polymer Science* 92 (2004) 2, 906–914. DOI: 10.1002/app.20056
- [79] Knör, N.; Gebhard, A.; Hauptert, F.; Schlarb, A.K.: Polyetheretherketone (PEEK) nanocomposites for extreme mechanical and tribological loads. *Mechanics of Composite Materials* 45 (2009) 2, 199–206. DOI: 10.1007/s11029-009-9071-z
- [80] Wang, Q.; Xue, Q.; Shen, W.: The friction and wear properties of nanometre SiO₂ filled polyetheretherketone. *Tribology International* 30 (1997) 3, 193–197. DOI: 10.1016/S0301-679X(96)00042-4
- [81] Xing, X.S.; Li, R.K.Y.: Wear behavior of epoxy matrix composites filled with uniform sized sub-micron spherical silica particles. *Wear* 256 (2004) 1–2, 21–26. DOI: 10.1016/S0043-1648(03)00220-5

- [82] Zhang, M.Q.; Rong, M.Z.; Yu, S.L.; Wetzel, B.; Friedrich, K.: Effect of particle surface treatment on the tribological performance of epoxy based nanocomposites. *Wear* 253 (2002) 9–10, 1086–1093. DOI: 10.1016/S0043-1648(02)00252-1
- [83] Qiao, H.-B.; Guo, Q.; Tian, A.-G.; Pan, G.-L.; Xu, L.-B.: A study on friction and wear characteristics of nanometer Al₂O₃/PEEK composites under the dry sliding condition. *Tribology International* 40 (2007) 1, 105–110. DOI: 10.1016/j.triboint.2006.02.069
- [84] Bahadur, S.; Sunkara, C.: Effect of transfer film structure, composition and bonding on the tribological behavior of polyphenylene sulfide filled with nano particles of TiO₂, ZnO, CuO and SiC. *Wear* 258 (2005) 9, 1411–1421. DOI: 10.1016/j.wear.2004.08.009
- [85] Wang, Q.; Xue, Q.; Liu, H.; Shen, W.; Xu, J.: The effect of particle size of nanometer ZrO₂ on the tribological behaviour of PEEK. *Wear* 198 (1996) 1–2, 216–219. DOI: 10.1016/0043-1648(96)07201-8
- [86] Wang, Q.; Xu, J.; Shen, W.; Liu, W.: An investigation of the friction and wear properties of nanometer Si₃N₄ filled PEEK. *Wear* 196 (1996) 1–2, 82–86. DOI: 10.1016/0043-1648(95)06866-X
- [87] Wang, Q.-H.; Xu, J.; Shen, W.; Xue, Q.: The effect of nanometer SiC filler on the tribological behavior of PEEK. *Wear* 209 (1997) 1–2, 316–321. DOI: 10.1016/S0043-1648(97)00015-X
- [88] Xue, Q.-J.; Wang, Q.-H.: Wear mechanisms of polyetheretherketone composites filled with various kinds of SiC. *Wear* 213 (1997) 1–2, 54–58. DOI: 10.1016/S0043-1648(97)00178-6
- [89] Zhang, G.; Chang, L.; Schlarb, A.K.: The roles of nano-SiO₂ particles on the tribological behavior of short carbon fiber reinforced PEEK. *Composites Science and Technology* 69 (2009) 7–8, 1029–1035. DOI: 10.1016/J.COMPSCI-TECH.2009.01.023
- [90] Oster, F.: Hochtemperaturbeständige Polymer-Beschichtungen für tribologische Anwendungen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2005
- [91] Qi, H.; Zhang, G.; Chang, L.; Zhao, F.; Wang, T.; Wang, Q.: Ultralow Friction and Wear of Polymer Composites under Extreme Unlubricated Sliding Conditions. *Advanced Materials Interfaces* 4 (2017) 13, 1601171. DOI: 10.1002/admi.201601171

- [92] Chang, L.; Zhang, H.; Schlarb, A.K.: On the sliding wear of nanoparticle filled polyamide 66 composites. *Composites Science and Technology* 66 (2006) 16, 3188–3198. DOI: 10.1016/j.COMPSCITECH.2005.02.021
- [93] Lin, L.Y.; Schlarb, A.K.: Effect of the varied load conditions on the tribological performance and the thermal characteristics of PEEK-based hybrid composites. *Tribology International* 101 (2016), 218–225. DOI: 10.1016/j.triboint.2016.04.025
- [94] Lin, L.; Schlarb, A.K.: Tribological response of the PEEK/SCF/graphite composite by releasing rigid particles into the tribosystem. *Tribology International* 137 (2019), 173–179. DOI: 10.1016/j.triboint.2019.05.002
- [95] Rückdäschel, H.; Sandler, J.K.W.; Altstädt, V.: On the friction and wear of carbon nanofiber-reinforced PEEK-based polymer composites. In Friedrich, K.; Schlarb, A.K. (Hrsg.): *Tribology of Polymeric Nanocomposites. Friction and Wear of Bulk Materials and Coatings*. 2. Aufl., Butterworth-Heinemann/Elsevier, Oxford, 2013
- [96] Kamerling, S.; Schlarb, A.K.: Nutzung energieverzehrender Effekte für tribologische Anwendungen. *Zeitschrift Kunststofftechnik* 13 (2017) 3, 175–195. DOI: 10.3139/O999.01032017
- [97] Kamerling, S.; Schlarb, A.K.: Locally induced chemical conversion processes – A means to control tribological properties of polymer composites? *Composites Science and Technology* 175 (2019), 69–76. DOI: 10.1016/j.compscitech.2019.03.011
- [98] Schlarb, A.K.; Kamerling, S.: Tribologisch optimierter Verbundwerkstoff auf Kunststoffbasis und dessen Verwendung als Gleitlagerwerkstoff. Patent DE102015012239B4, 2020
- [99] Kamerling, S.; Schlarb, A.K.: Magnesium hydroxide – A new lever for increasing the performance and reliability of PA66/steel tribosystems. *Tribology International* 147 (2020), 106271. DOI: 10.1016/j.triboint.2020.106271
- [100] Chin, C.W.; Yousif, B.F.: Potential of kenaf fibres as reinforcement for tribological applications. *Wear* 267 (2009) 9–10, 1550–1557. DOI: 10.1016/j.wear.2009.06.002
- [101] Bhuyan, S.; Sundararajan, S.; Lu, Y.; Larock, R.C.: A study of the physical and tribological properties of biobased polymer–clay nanocomposites at different clay concentrations. *Wear* 268 (2010) 5–6, 797–802. DOI: 10.1016/j.wear.2009.12.021
- [102] Bajpai, P.K.; Singh, I.; Madaan, J.: Tribological behavior of natural fiber reinforced PLA composites. *Wear* 297 (2013) 1–2, 829–840. DOI: 10.1016/j.wear.2012.10.019

- [103] Akpan, E.I.; Wetzel, B.; Friedrich, K.: A fully biobased tribology material based on acrylic resin and short wood fibres. *Tribology International* 120 (2018), 381–390. DOI: 10.1016/j.triboint.2018.01.010
- [104] Nishitani, Y.; Sugawara, N.; Kawasaki, K.; Kajiyama, T.: Tribological properties of ureidosilane treated natural fiber reinforced plant-derived polyamide 1010 biomass composites. *PROCEEDINGS OF PPS-33 : The 33rd International Conference of the Polymer Processing Society – Conference Papers, Cancun, 2019*. DOI: 10.1063/1.5121683
- [105] Nishitani, Y.; Sugawara, N.; Kawasaki, K.; Oda, S.; Mukaida, J.; Kajiyama, T.: Friction and wear properties of recycled natural fiber reinforced plant-derived polyamide 1010 biomass composites. *Proceedings of the Europe/Africa Conference Dresden 2017 – Polymer Processing Society PPS, Dresden, 2019*. DOI: 10.1063/1.5084820
- [106] Lin, L.; Schlarb, A.K.: Recycled carbon fibers as reinforcements for hybrid PEEK composites with excellent friction and wear performance. *Wear* 432–433 (2019), 202928. DOI: 10.1016/j.wear.2019.202928
- [107] Erdoğan, A.; Gök, M.S.; Koç, V.; Günen, A.: Friction and wear behavior of epoxy composite filled with industrial wastes. *Journal of Cleaner Production* 237 (2019), 117588. DOI: 10.1016/j.jclepro.2019.07.063
- [108] Suresh, S.; Sudhakara, D.: Investigation of Mechanical and Tribological Properties of Red Mud-Reinforced Particulate Polymer Composite. *Journal of Bio- and Tribo-Corrosion* 5 (2019) 4, 87. DOI: 10.1007/s40735-019-0279-8
- [109] Samyn, P.; Quintelier, J.; De Baets, P.; Schoukens, G.: Characterisation of polyimides under high-temperature sliding. *Materials Letters* 59 (2005) 22, 2850–2857. DOI: 10.1016/j.matlet.2005.04.030
- [110] Zhang, G.; Yu, H.; Zhang, C.; Liao, H.; Coddet, C.: Temperature dependence of the tribological mechanisms of amorphous PEEK (polyetheretherketone) under dry sliding conditions. *Acta Materialia* 56 (2008) 10, 2182–2190. DOI: 10.1016/j.actamat.2008.01.018
- [111] Lancaster, J.K.: Polymer-based bearing materials. *Tribology* 5 (1972) 6, 249–255. DOI: 10.1016/0041-2678(72)90103-0
- [112] Span, R.: D2.2 Thermophysikalische Stoffwerte von trockener Luft. In Stephan, P.; Kabelac, S.; Kind, M.; Mewes, D.; Schaber, K.; Wetzel, T. (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2019. DOI: 10.1007/978-3-662-52989-8_13

- [113] Anderson, J.T.; Saunders, O.A.: Convection from an isolated heated horizontal cylinder rotating about its axis. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences* 217 (1953) 1131, 555–562. DOI: 10.1098/rspa.1953.0080
- [114] Etemad, G.A.: Free convection heat transfer from a rotating cylinder to ambient air, with interferometric study of flow. *Transactions of the ASME* 77 (1955), 1283–1289
- [115] Dropkin, D.; Carmi, A.: Natural convection heat transfer from a horizontal cylinder rotating in air. *Transactions of the ASME* 79 (1956), 741–749
- [116] Becker, K.M.: Measurements of convective heat transfer from a horizontal cylinder rotating in a tank of water. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 6 (1963) 12, 1053–1062. DOI: 10.1016/0017-9310(63)90006-1
- [117] Yildiz, A.: Zum Wärmeübergang am Kommutator. Dissertation, Technische Universität Berlin, 1964
- [118] Kendoush, A.A.: An approximate solution of the convective heat transfer from an isothermal rotating cylinder. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 17 (1996) 4, 439–441. DOI: 10.1016/0142-727X(95)00002-8
- [119] Özerdem, B.: Measurement of convective heat transfer coefficient for a horizontal cylinder rotating in quiescent air. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 27 (2000) 3, 389–395. DOI: 10.1016/S0735-1933(00)00119-6
- [120] Gnielinski, V.: Berechnung mittlerer Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten an laminar und turbulent überströmten Einzelkörpern mit Hilfe einer einheitlichen Gleichung. *Forschung im Ingenieurwesen* 41 (1975) 5, 145–153. DOI: 10.1007/BF02560793
- [121] Kays, W.; Bjorklund, I.: Heat transfer from a rotating cylinder with and without cross flow. *Transactions of the ASME* 80 (1958), 70–78
- [122] Churchill, S.W.; Chu, H.H.S.: Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 18 (1975) 11, 1323–1329. DOI: 10.1016/0017-9310(75)90243-4
- [123] Martorell, I.; Herrero, J.; Grau, F.X.: Natural convection from narrow horizontal plates at moderate Rayleigh numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46 (2003) 13, 2389–2402. DOI: 10.1016/S0017-9310(03)00010-3

- [124] Ecke, N.; Schlarb, A.K.: Temperaturen in einfachen Gleitkontakten numerisch abschätzen. *Zeitschrift Kunststofftechnik* 1 (2020), 1–32. DOI: 10.3139/O999.01012020
- [125] Sebastian, R.: Advanced in-situ measurements within sliding contacts. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2014
- [126] Blok, H.: Theoretical study of temperature rises at surfaces of actual contact under oiliness conditions. *Proceedings of the General Discussion on Lubrication and Lubricants* 2 (1937), 222–231
- [127] Jaeger, J.C.: Moving Sources of Heat and the Temperature at Sliding Contacts. *Proceedings of the Royal Society of New South Wales* 76 (1942), 203–224
- [128] Archard, J.F.: The temperature of rubbing surfaces. *Wear* 2 (1959) 6, 438–455. DOI: 10.1016/0043-1648(59)90159-0
- [129] Greenwood, J.A.: An interpolation formula for flash temperatures. *Wear* 150 (1991) 1–2, 153–158. DOI: 10.1016/0043-1648(91)90312-I
- [130] Kuhlmann-Wilsdorf, D.: Demystifying flash temperatures I. Analytical expressions based on a simple model. *Materials Science and Engineering* 93 (1987), 107–118. DOI: 10.1016/0025-5416(87)90417-4
- [131] Kuhlmann-Wilsdorf, D.: Demystifying flash temperatures II. First-order approximation for plastic contact spots. *Materials Science and Engineering* 93 (1987), 119–133. DOI: 10.1016/0025-5416(87)90418-6
- [132] Tian, X.; Kennedy, F.E.: Maximum and Average Flash Temperatures in Sliding Contacts. *Journal of Tribology* 116 (1994) 1, 167–174. DOI: 10.1115/1.2927035
- [133] Carslaw, H.S.; Jaeger, J.C.: *Conduction of Heat in Solids*. Clarendon Press, Oxford, 1959
- [134] Bowden, F.P.; Tabor, D.: *The Friction and Lubrication of Solids*. Clarendon Press, Oxford, 1950
- [135] Ashby, M.F.; Abulawi, J.; Kong, H.S.: Temperature Maps for Frictional Heating in Dry Sliding. *Tribology Transactions* 34 (1991) 4, 577–587. DOI: 10.1080/10402009108982074
- [136] Schlarb, A.K.; Zvonkina, I.J.; Prado, L.; Schulte, K.: Performance of CNT-reinforced epoxy resins in tribological applications. IUMRS-ICA, Qingdao, 2010
- [137] Charron, F.; Vernotte, P.: *Partage de la chaleur entre deux corps frottants.*, 1943

- [138] Newcomb, T.P.: Transient Temperatures in Brake Drums and Linings. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division 12 (1958) 1, 227–244. DOI: 10.1243/PIME_AUTO_1958_000_028_02
- [139] Hasselgruber, H.: Der Schaltvorgang einer Trockenreibungskupplung bei kleinster Erwärmung. Konstruktion 15 (1963), 41–45
- [140] Chichinadze, A.V.; Braun, E.D.; Ginsburg, A.G.; Ignateva, Z.V.: Analysis, Testing, and Selection of Friction Pairs. Nauka, Moskau
- [141] Grzes, P.: Partition of Heat in 2D Finite Element Model of a Disc Brake. Acta Mechanica et Automatica 5 (2011) 2, 35–41
- [142] Frölich, D.; Magyar, B.; Sauer, B.: A comprehensive model of wear, friction and contact temperature in radial shaft seals. Wear 311 (2014) 1–2, 71–80. DOI: 10.1016/j.wear.2013.12.030
- [143] Doll, N.P.; Verdesca, A.J.; Bastos, E.; Osswald, T.A.; Kleiss, R.: Methodology for quasi-viscoelastic simulation of polymer gears made from PEEK using ANSYS. ANTEC 2015, 2015
- [144] Doll, N.P.: Modeling Thermomechanical Behavior of Polymer Gears. Masterarbeit, University of Wisconsin-Madison, 2015
- [145] Maxwell, J.C.: A Treatise on Electricity and Magnetism. Clarendon Press, Oxford, 1873
- [146] Lord Rayleigh: On the influence of obstacles arranged in rectangular order upon the properties of a medium. The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science 34 (1892) 211, 481–502. DOI: 10.1080/14786449208620364
- [147] Halpin, J.C.; Louis, S.; Kardos, J.L.: The Halpin-Tsai equations: A review. Polymer Engineering & Science 16 (1976) 5, 344–352. DOI: 10.1002/pen.760160512
- [148] Nielsen, L.E.: Thermal conductivity of particulate-filled polymers. Journal of Applied Polymer Science 17 (1973) 12, 3819–3820. DOI: 10.1002/app.1973.070171224
- [149] Nielsen, L.E.: The Thermal and Electrical Conductivity of Two-Phase Systems. Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals 13 (1974) 1, 17–20. DOI: 10.1021/i160049a004

- [150] Nielsen, L.E.: Generalized Equation for the Elastic Moduli of Composite Materials. *Journal of Applied Physics* 41 (1970) 11, 4626–4627. DOI: 10.1063/1.1658506
- [151] Lewis, T.B.; Nielsen, L.E.: Dynamic mechanical properties of particulate-filled composites. *Journal of Applied Polymer Science* 14 (1970) 6, 1449–1471. DOI: 10.1002/app.1970.070140604
- [152] Agari, Y.; Uno, T.: Estimation on thermal conductivities of filled polymers. *Journal of Applied Polymer Science* 32 (1986) 7, 5705–5712. DOI: 10.1002/app.1986.070320702
- [153] Hegler, R.P.: Faserorientierung beim Verarbeiten kurzfaserverstärkter Thermoplaste. *Kunststoffe* 74 (1984) 5, 271–277
- [154] McNally, D.: Short Fiber orientation and its Effects on the Properties of Thermoplastic Composite Materials. *Polymer-Plastics Technology and Engineering* 8 (1977) 2, 101–154. DOI: 10.1080/03602557708545033
- [155] Menges, G.; Geisbüsch, P.: Die Glasfaserorientierung und ihr Einfluss auf die mechanischen Eigenschaften thermoplastischer Spritzgießteile – Eine Abschätzmethode. *Colloid and Polymer Science* 260 (1982) 1, 73–81. DOI: 10.1007/BF01447678
- [156] Advani, S.G.; Tucker, C.L.: The Use of Tensors to Describe and Predict Fiber Orientation in Short Fiber Composites. *Journal of Rheology* 31 (1987) 8, 751–784. DOI: 10.1122/1.549945
- [157] Jack, D.A.; Smith, D.E.: Elastic Properties of Short-fiber Polymer Composites, Derivation and Demonstration of Analytical Forms for Expectation and Variance from Orientation Tensors. *Journal of Composite Materials* 42 (2008) 3, 277–308. DOI: 10.1177/0021998307086388
- [158] Müller, V.; Kabel, M.; Andrä, H.; Böhlke, T.: Homogenization of linear elastic properties of short-fiber reinforced composites – A comparison of mean field and voxel-based methods. *International Journal of Solids and Structures* 67–68 (2015), 56–70. DOI: 10.1016/j.ijsolstr.2015.02.030
- [159] Müller, V.; Brylka, B.; Dillenberger, F.; Glöckner, R.; Kolling, S.; Böhlke, T.: Homogenization of elastic properties of short-fiber reinforced composites based on measured microstructure data. *Journal of Composite Materials* 50 (2016) 3, 297–312. DOI: 10.1177/0021998315574314
- [160] Goldberg, N.: Homogenisierung und Modellierung des Materialverhaltens kurzfaserverstärkter Thermoplaste. Dissertation, Technische Universität Chemnitz, 2018

- [161] Höller, J.; Niedermeyer, J.; Redenbach, C.; Ecke, N.; Schlarb, A.K.; Andrä, H.; Klein, P.: The effective thermal conductivity of double-reinforced composites. *Heat and Mass Transfer* 56 (2020) 10, 2847–2857. DOI: 10.1007/s00231-020-02897-8
- [162] Schubert, D.W.: Novel Theoretical Self-Consistent Mean-Field Approach to Describe the Conductivity of Carbon Fiber Filled Thermoplastics-PART I-Theory. *Macromolecular Theory and Simulations* 27 (2018) 4, 1700104. DOI: 10.1002/mats.201700104
- [163] Schubert, D.W.: Novel Theoretical Self-Consistent Mean-Field Approach to Describe the Conductivity of Carbon Fiber-Filled Thermoplastics: Part III – Application of the Concept to Mechanical Properties of Composites and Polymer Solutions. *Advanced Engineering Materials* (2020), 2000171. DOI: 10.1002/adem.202000171
- [164] Ecke, N.C.; Höller, J.; Niedermeyer, J.; Klein, P.; Schlarb, A.K.: An adaptation of the Lewis-Nielsen equations for the thermal conductivity of short fiber reinforced hybrid composites. *Materials Today Communications* 21 (2019), 100632. DOI: 10.1016/j.mtcomm.2019.100632
- [165] Lin, L.; Schlarb, A.K.: The roles of rigid particles on the friction and wear behavior of short carbon fiber reinforced PBT hybrid materials in the absence of solid lubricants. *Tribology International* 119 (2018), 404–410. DOI: 10.1016/j.triboint.2017.11.024
- [166] Knör, N.; Hauptert, F.; Schlarb, A.K.: Zum Besseren geändert - Prozessoptimierte Herstellung von thermoplastischen Nanoverbundwerkstoffen. *Plastverarbeiter* (2007) 7, 66–67
- [167] Schlarb, A.K.; Kamerling, S.; Le, M.H.; Hua, C.; Lin, L.Y.: A modern approach for studying tribological properties of plastic/metal sliding pairs. *AMI Polymer Testing*, Düsseldorf, 2019
- [168] Bondy, M.: Composites fibre orientation from one cross section. <https://de.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/57883-composites-fibre-orientation-from-one-cross-section>, 2016, zugegriffen 23.10.2018
- [169] N.N.: Werkstoffdatenblatt 100Cr6 1.3505. Deutsche Edelstahlwerke GmbH, Witten, 2015
- [170] N.N.: Werkstoffdatenblatt CuZn40Pb2. Deutsches Kupferinstitut Berufsverband e.V., Düsseldorf, 2005
- [171] Baur, E.; Brinkmann, S.; Osswald, T.A.; Rudolph, N.; Schmachtenberg, E.; Saechtling, H. Hrsg: *Saechtling Kunststoff Taschenbuch*. 31. Aufl., Hanser, München, 2013

- [172] Fischer, U.; Gomeringer, R.; Heinzler, M.; Kilgus, R.; Näher, F.; Oesterle, S.; Paetzold, H.; Stephan, A.: Tabellenbuch Metall. 43. Aufl., Verlag Europa-Lehrmittel, Haan-Gruiten, Deutschland, 2005
- [173] N.N.: Werkstoffdatenblatt X5CrNi18-10 1.4301. Deutsche Edelstahlwerke GmbH, Witten, 2015
- [174] N.N.: Werkstoffdatenblatt EN AW-6060. thyssenkrupp Materials Services GmbH, Essen, 2017
- [175] N.N.: Wälzlager - Technische Grundlagen und Produktdaten zur Gestaltung von Wälzlagerungen. Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach, 2018
- [176] N.N.: VESTAKEEP PEEK - Verarbeitungsempfehlung. Evonik Resource Efficiency GmbH, Marl, 2016
- [177] Panda, J.N.; Bijwe, J.; Pandey, R.K.: On the significant tribo-potential of PAEK based composites and their dry bearings. Tribology International 142 (2020), 105994. DOI: 10.1016/j.triboint.2019.105994

Publikationsliste

Zeitschriften mit Peer-Review

1. Höller, J.; Niedermeyer, J.; Redenbach, C.; Ecke, N.; Schlarb, A.K.; Andrä, H.; Klein, P.: The effective thermal conductivity of double-reinforced composites. *Heat and Mass Transfer* 56 (2020) 10, 2847–2857. DOI: 10.1007/s00231-020-02897-8
2. Ecke, N.; Schlarb, A.K.: Temperaturen in einfachen Gleitkontakten numerisch abschätzen. *Zeitschrift Kunststofftechnik* 16 (2020) 1, 1-32, DOI: 10.3139/O999.01012020
3. Ecke, N.; Höller, J.; Niedermeyer, J.; Klein, P.; Schlarb, A.K.: An adaptation of the Lewis-Nielsen equations for the thermal conductivity of short fiber reinforced hybrid composites. *Materials Today Communications* 21 (2019) 100632, DOI: 10.1016/j.mtcomm.2019.100632
4. Lin, L.; Ecke, N.; Huang, M.; Pei, X.-Q.; Schlarb, A.K.: Impact of nanosilica on the friction and wear of a PEEK/CF composite coating manufactured by fused deposition modeling (FDM). *Composites Part B: Engineering* 177 (2019) 107428, 2019, DOI: 10.1016/j.compositesb.2019.107428
5. Lin, L.Y.; Ecke, N.; Kamerling, S.; Sun, C.; Wang, H.; Song, X.Y.; Wang, K.; Zhao, S.G.; Zhang, J.M.; Schlarb, A.K.: Study on the impact of graphene and cellulose nanocrystal on the friction and wear properties of SBR/NR composites under dry sliding conditions. *Wear* 414-415 (2018), 43-49, DOI: 10.1016/j.wear.2018.07.027
6. Ecke, N.; Schott, M.; Schlarb, A.K.: Ein Vergleich analytischer Methoden zur Abschätzung der Temperaturen in einfachen Gleitkontakten. *Zeitschrift Kunststofftechnik* 14 (2018) 1, 94-117, DOI: 10.3139/O999.04012018

Sonstige Zeitschriften

1. Ecke, N.; Lin, L.Y.; Schlarb, A.K.: Better temperature information in a gear pair using FE-simulations. *VDI Newsletter Antriebstechnik* (2018) 2
2. Schlarb, A.K.; Ecke, N.; Lin, L.Y.: Moderne Prüfstrategien für die Bewertung kunststoffbasierter tribologischer Systeme. *Jahresmagazin Kunststofftechnik* (2018), 114-117

Konferenzbeiträge

1. Ecke, N., Schlarb, A.K.: Wärmehaushalt von Kunststoff-Metall-Paarungen in unterschiedlichen Prüfkfigurationen. 61. Tribologie-Fachtagung, online, 30. September 2020
2. Lin, L.Y.; Ecke, N.; Huang, M.Z.; Schlarb, A.K.: Tribologische Eigenschaften additiv gefertigter Verbundwerkstoffstrukturen. DGM Fachausschuss Polymerwerkstoffe, Würzburg, 15. November 2019

3. Ecke, N.; Höller, J.; Niedermeyer, J.; Klein, P.; Schlarb, A.K.: Influence of the heat balance in polymer-based tribological Systems. ITC Sendai 2019, Sendai, 19. September 2019
4. Ecke, N.; Kamerling, S.; Höller, J.; Niedermeyer, J.; Klein, P.; Schlarb, A.K.: Thermal simulation of anisotropic PEEK-based tribocomposites. 3rd International Conference on High Performance Plastic Gears, Garching bei München, 18. September 2019
5. Schlarb, A.K.; Ecke, N.; Höller, J.; Klein, P.; Niedermeyer, J.: Modeling and Simulation of Temperature in Polymer based Tribological Systems. 1st International Conference on Modeling and Simulation on Engineering, Science and Technology (ICOMSEST), Kuala Lumpur, 21. Februar 2019
6. Ecke, N.; Höller, J.; Niedermeyer, J.; Klein, P.; Schlarb, A.K.: Kennwertermittlung für die Simulation kunststoffbasierter tribologischer Systeme. DGM Fachausschuss Polymerwerkstoffe, Kassel, 15. November 2018
7. Ecke, N.; Höller, J.; Niedermeyer, J.; Klein, P.; Schlarb, A.K.: Simulation hybrider Tribocompounds mittels homogenisierter Materialmodelle. 59. Tribologie-Fachtagung, Göttingen, 25. September 2018
8. Ecke, N.; Schlarb, A.K.: Temperaturberechnung in Gleit- und Wälzkontakten. 2. VDI-Fachkonferenz Hochleistungs-Kunststoffzahnräder, München, 12. September 2018
9. Lin, L.; Ecke, N.; Kamerling, S.; Sun, C.; Wang, H.; Zhang, J.; Schlarb, A.K.: Mechanical and Tribological Properties of Novel Rubber Based Hybrid Nanocomposites. 5th International Conference on Nanomechanics and Nanocomposites, Fukuoka Institute of Technology, Fukuoka, 22.-25. August 2018
10. Ecke, N.; Orth, M.; Beck, T.; Gries, T.; Schlarb, A.K.: Nanokomposite in der Tribologie am Beispiel tribologisch modifizierter Kunstfasern. DGM Fachausschuss Polymerwerkstoffe, Dresden, 07. November 2017
11. Ecke, N.; Bischoff, M.; Beck, T.; Gries, T.; Schlarb, A.K.: Werkstoffentwicklung für tribologisch angepasste Textilien. 58. Tribologie-Fachtagung, Göttingen, 26. September 2017
12. Ecke, N.; Lin, L.Y.; Schlarb, A.K.: Simulation von Temperatur und Verschleiß in Kunststoff/Metall-Kontakten bei trockener Reibung mit Hilfe von Finite-Elemente-Methoden. DVM-Arbeitskreis Zuverlässigkeit tribologischer Systeme, Berlin, 11. Mai 2017
13. Haerst, M.; Ecke, N.C.; Wintermantel, E.: Innovative Extrusion Process for Liquid Silicone Rubber: Calculation Versus Experiment. SPE ANTEC 2016, Indianapolis, 24. Mai 2016

Poster

1. Ecke, N.C.; Schlarb, A.K.: Boundary conditions for the thermal simulation of tribological testing devices. Young Researchers Symposium 2018, Kaiserslautern, 22. Juni 2018
2. Schott, M.; Ecke, N.; Schlarb, A.K.: Modeling and simulation of the thermal characteristics on an application oriented tribological system. 611. WE-Heraeus-Seminar on Mechanisms of Tribology, Bad Honnef, 29. März – 01. April 2016
3. Schott, M.; Ecke, N.; Schlarb, A.K.: Simulation der Temperaturverteilung für das Tribosystem Bended Plate on Ring (BPoR). 22. Nationales Symposium SAMPE Deutschland, Fürth, 02. Februar 2016
4. Ecke, N.; Kaiser, J.; Mack, A.; Schollenberger, J.: The influence of including the renal arteries in a CFD simulation of the blood flow through an abdominal aortic aneurysm (AAA). TUM Computational Bioengineering Laboratory, München, 2013

Betreute studentische Arbeiten

1. Rihm, S.: Einfluss transienter Effekte auf die thermische Simulation einer tribologischen Prüfmaschine. Bachelorarbeit, Technische Universität Kaiserslautern, 2020
2. Roth, G.: Einfluss verarbeitungsbedingter lokaler Faserorientierungen auf die tribologischen Eigenschaften eines spritzgegossenen Kunststoffs. Bachelorarbeit, Technische Universität Kaiserslautern, 2020
3. Herzog, D.: Analyse des Deformationsverhaltens von Polyetheretherketon in tribologischen Prüfungen. Studienprojekt, Technische Universität Kaiserslautern, 2019
4. Rapp, P.: Einfluss der Prüfgeometrie auf die tribologischen Eigenschaften von Kunststoff-Metall-Gleitpaarungen. Studienarbeit, Technische Universität Kaiserslautern, 2019
5. Nussbaum, P.; Scherer, S.; Tretter, T.: Analyse der Randbedingungen für die thermische Simulation einer tribologischen Prüfmaschine. Studienprojekt, Technische Universität Kaiserslautern, 2019
6. Schröder, A.: Modellierung und Simulation des Deformationsverhaltens teilkristalliner Kunststoffe. Projektarbeit, Technische Universität Kaiserslautern, 2018
7. Freitas de Oliveira, R.: Einfluss der verarbeitungsbedingten Faserverteilung auf die tribologischen Eigenschaften eines Polyetheretherketon (PEEK)-Compounds. Masterarbeit, Technische Universität Kaiserslautern, 2018
8. Mertes, J.; Sehmsdorf, J.: Mechanisch-thermisch-tribologische Charakterisierung eines Compounds auf Basis von Polylactid (PLA). Studienprojekt, Technische Universität Kaiserslautern, 2018
9. Au, Y.M.; Held, M.: Analyse der Randbedingungen für die thermische Simulation einer tribologischen Prüfmaschine. Studienprojekt, Technische Universität Kaiserslautern, 2018
10. Werner, M.: Konzeption und Konstruktion einer Vorrichtung für die tribologische Prüfung von Kunststoffzahnradern. Studienarbeit, Technische Universität Kaiserslautern, 2018
11. Hurst, D.: Analyse des Deformationsverhaltens von Kunststoffprobekörpern in tribologischen Prüfmaschinen. Bachelorarbeit, Technische Universität Kaiserslautern, 2018
12. Lauer, S.; Mittmann, C.; Straß, T.: Untersuchung des Einflusses der Faserarchitektur auf das tribologische Verhalten von Polybutylenterephthalat (PBT)-Compounds. Forschungsprojekt, Technische Universität Kaiserslautern, 2018

13. Hong, T.C.: Evaluation und Optimierung eines Systems zur optischen Verschleißmessung in tribologischen Prüfmaschinen. Bachelorarbeit, Technische Universität Kaiserslautern, 2017
14. Hieronymus, F.; Weibel, R.Y.: Tribologisch-mechanische Charakterisierung von Tribomaterialien auf Basis von Polyetheretherketon (PEEK). Forschungsprojekt, Technische Universität Kaiserslautern, 2017
15. Schäfer, M.: Mechanisch-tribologische Charakterisierung eines Tribocompounds auf Basis von Polyetheretherketon (PEEK). Studienarbeit, Technische Universität Kaiserslautern, 2017
16. Wei, B.X.: Mechanisch-tribologische Charakterisierung partikelverstärkter Compounds auf Basis von Polyetheretherketon (PEEK). Bachelorarbeit, Technische Universität Kaiserslautern, 2016
17. Schwarz, D.: Fügeprozess für die Fixierung von Kunstfasergewebe auf metallischen Substraten. Masterarbeit, Technische Universität Kaiserslautern, 2016
18. Nußbaum, N.: Bestimmung thermischer Eigenschaften eines Tribocompounds mittels konventioneller, modulierter und quasiisothermer dynamischer Differenzkalorimetrie. Studienprojekt, Technische Universität Kaiserslautern, 2016
19. Bafalluy Osés, A.: Herstellung und Untersuchung von Graphen und graphengefülltem Polypropylen. Bachelorarbeit, Technische Universität Kaiserslautern, 2016
20. Temel, Ü.: Evaluation eines Systems zur optischen Verschleißmessung an tribologischen Prüfmaschinen. Bachelorarbeit, Technische Universität Kaiserslautern, 2016

Anhang A

Thermophysikalische Stoffwerte von trockener Luft

Tabelle 31: Thermophysikalische Stoffwerte von trockener Luft [112]

Temperatur	Volumetrischer Wärmeausdehnungs- koeffizient	Wärme- leitfähigkeit	Kinematische Viskosität	Temperatur- leitfähigkeit
°C	10^{-3} K^{-1}	$10^{-2} \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$	$10^{-5} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$	$10^{-5} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$
30	3,307	2,662	1,626	2,301
40	3,201	2,735	1,723	2,441
50	3,101	2,808	1,822	2,581
60	3,007	2,880	1,922	2,732
70	2,919	2,952	2,025	2,882
80	2,836	3,022	2,130	3,035
90	2,758	3,093	2,237	3,191
100	2,683	3,162	2,346	3,350
120	2,546	3,299	2,570	3,675
140	2,423	3,434	2,801	4,010
160	2,31	3,566	3,040	4,354
180	2,208	3,696	3,286	4,708
200	2,115	3,825	3,539	5,070
250	1,912	4,138	4,203	6,010

Anhang B

Werkstoffeigenschaften von PEEK-1 (Herstellerangaben)

Tabelle 32: Dichte von PEEK-1

Temperatur °C	Dichte kg m ⁻³	Temperatur °C	Dichte kg m ⁻³
20	1302	135	1229
23	1300	140	1226
25	1299	145	1223
30	1296	150	1220
35	1292	155	1216
40	1289	160	1213
45	1286	165	1211
50	1283	170	1209
55	1280	175	1207
60	1277	180	1204
65	1273	185	1202
70	1270	190	1199
75	1267	195	1197
80	1264	200	1195
85	1261	205	1192
90	1258	210	1190
95	1254	215	1187
100	1251	220	1185
105	1248	225	1182
110	1245	230	1180
115	1242	235	1177
120	1239	240	1174
125	1235	245	1171
130	1232	250	1169

Anhang C

Entnahmepositionen der Proben

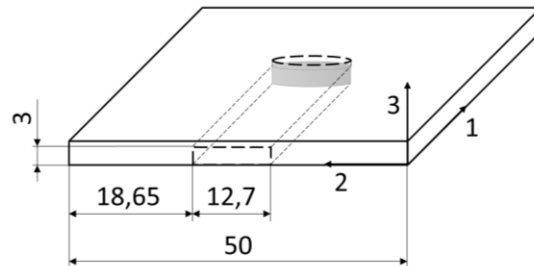


Abbildung 93: Entnahmeposition der Probe für die Messung der Temperaturleitfähigkeit

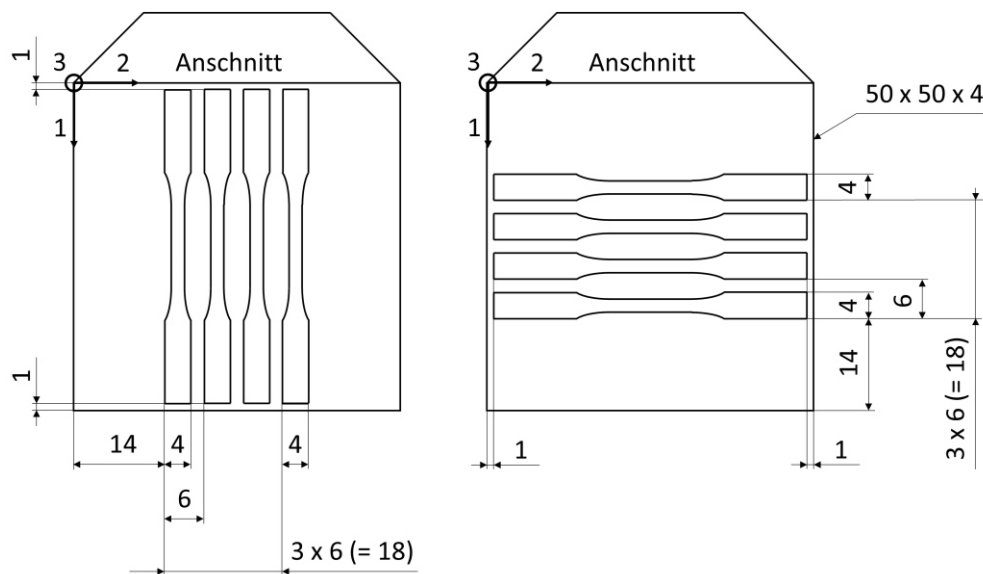


Abbildung 94: Entnahmeposition der Zugproben in den Richtungen 1 und 2

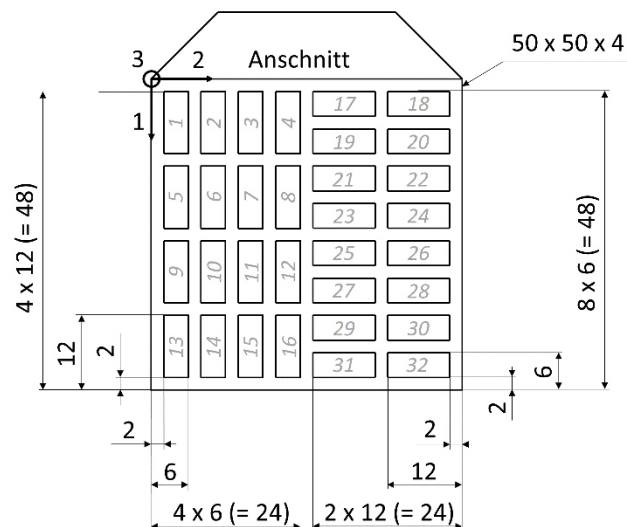


Abbildung 95: Entnahmeposition der Proben für die Block-on-Ring- und Stift-Scheibe-Versuche. Die Probennummerierung ist in grau dargestellt. Zu unterscheiden sind dabei Längsproben (1-16) und Querproben (17-32).

Anhang D

Für die Berechnung der Wärmeleitung durch die in den Modellen nicht geometrisch repräsentierten Prüfstandsbauteile werden diese vereinfachend als eine Reihenschaltung von Wärmeleitwiderständen betrachtet. Da zwischen den Bauteilen jeweils Klemmverbindungen vorliegen und ihre Abmessungen vergleichsweise groß sind, wird der thermische Kontaktwiderstand als vernachlässigbar angenommen.

Berechnung der Wärmeleitung durch den Probenhalter des Block-on-Ring-Systems

Die Probenhalterung des Block-on-Ring-Tribometers besteht aus einer Stahlplatte mit einer Dicke von 5 mm, einer PVC-Platte mit einer Dicke von 2,5 mm sowie dem Kraftaufnehmer mit einer Länge von 48 mm. Der Querschnitt der Bauteile beträgt 1360 mm^2 . Nach Gleichung (7) ergibt sich ein Wärmeleitwiderstand

$$R_1 = \frac{0,005 \text{ m}}{50 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot 1360 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} = 0,1 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (97)$$

Für die PVC-Platte ergibt sich analog:

$$R_2 = \frac{0,0025 \text{ m}}{0,15 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot 1360 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} = 12,3 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (98)$$

Der innere Aufbau des Kraftaufnehmers besteht im Wesentlichen aus einem Deformationselement aus Stahl. Da dieses eine recht komplexe Geometrie aufweist, kann der Wärmeleitwiderstand nicht einfach anhand des oben genannten Gesamtquerschnitts berechnet werden. Stattdessen wurde durch Simulationen eine effektive Wärmeleitfähigkeit von $0,47 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ ermittelt. Daraus resultiert ein Wärmeleitwiderstand von

$$R_3 = \frac{0,048 \text{ m}}{0,47 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot 1360 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} = 75,1 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (99)$$

Jenseits des Kraftaufnehmers liegt näherungsweise Raumtemperatur vor, der Gesamtwiderstand beträgt somit

$$R_{\text{ges}} = R_1 + R_2 + R_3 = 87,5 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (100)$$

Dieser kann anhand der Kontaktfläche zwischen Grundkörper und Probenhalter A_H in einen Wärmeübergangskoeffizienten umgerechnet werden:

$$h = \frac{1}{R_{\text{ges}} \cdot A_H} = \frac{1}{87,5 \frac{\text{K}}{\text{W}} \cdot (0,006 \text{ m} \cdot 0,004 \text{ m} \cdot 4 + (0,004 \text{ m})^2)} \quad (101)$$

$$= 102 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Berechnung der Wärmeleitung durch den Probenhalter des Stift-Scheibe-Systems

Die Probenhalterung des Stift-Scheibe-Systems ist in Abbildung 96 dargestellt. Aus dem Grundkörper geht die Wärme in zwei Klemmbacken aus Aluminium über. Diese sind 4,5 mm lang und weisen gemeinsam eine Querschnittsfläche von 120 mm² auf. Daraus resultiert ein Wärmeleitwiderstand

$$R_1 = \frac{0,0045 \text{ m}}{210 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot 0,00012 \text{ m}^2} = 0,2 \frac{\text{K}}{\text{W}}. \quad (102)$$

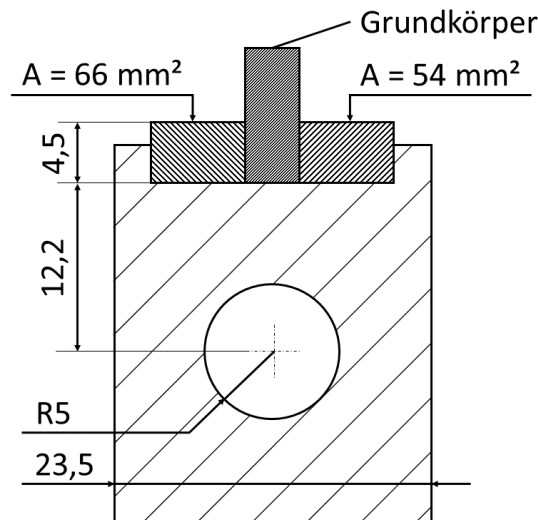


Abbildung 96: Probenhalterung des Stift-Scheibe-Prüfstands, Schnittdarstellung [124]

In dem sich anschließenden Aluminiumblock muss die Wärme bis zum Durchgangsloch für den Kraftaufnehmer eine Distanz von 12,2 mm zurücklegen, sodass

$$R_2 = \frac{0,0122 \text{ m}}{210 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot (0,0235 \text{ m})^2} = 0,1 \frac{\text{K}}{\text{W}}. \quad (103)$$

Das Deformationselement des Kraftaufnehmers besteht aus einem Stab aus nichtrostendem Stahl mit einem Durchmesser von 10 mm und einer Länge von 62,5 mm. Sein Wärmeleitwiderstand beträgt dementsprechend

$$R_3 = \frac{0,0625 \text{ m}}{15 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot \pi \cdot (0,005 \text{ m})^2} = 53,1 \frac{\text{K}}{\text{W}}. \quad (104)$$

Es wird angenommen, dass jenseits des Kraftaufnehmers die Umgebungstemperatur vorliegt. Infolge der Reihenschaltung resultiert ein Gesamtwiderstand von

$$R_{\text{ges}} = R_1 + R_2 + R_3 = 53,4 \frac{\text{K}}{\text{W}}. \quad (105)$$

Daraus ergibt sich ein Wärmeübergangskoeffizient

$$\begin{aligned} h &= \frac{1}{R_{\text{ges}} \cdot A_H} = \frac{1}{53,4 \frac{\text{K}}{\text{W}} \cdot (0,0045 \text{ m} \cdot 0,004 \text{ m} \cdot 4 + (0,004 \text{ m})^2)} \\ &= 212,8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}. \end{aligned} \quad (106)$$

Im Integralmodell sind die Klemmbacken und der Aluminiumblock enthalten, sodass lediglich der Wärmeleitwiderstand des Kraftaufnehmers berücksichtigt werden muss. Als Wärmeübergangskoeffizient auf der Innenseite der Durchgangsbohrung im Aluminiumblock ergibt sich

$$h = \frac{1}{R_3 \cdot A_K} = \frac{1}{53,1 \frac{\text{K}}{\text{W}} \cdot \pi \cdot 0,01 \text{ m} \cdot 0,0235 \text{ m}} = 25,5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (107)$$

mit der Kontaktfläche zwischen Aluminiumblock und Kraftaufnehmer A_K .

Berechnung der Wärmeleitung durch Welle und Gestell des Stift-Scheibe-Systems

Oberhalb des im Integralmodell enthaltenen Wellenabschnitts befindet sich ein weiteres Wellensegment mit einem Durchmesser von 20 mm und einer Länge von 55 mm. Dies entspricht einem Wärmeleitwiderstand von

$$R_1 = \frac{0,055 \text{ m}}{50 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot \pi \cdot (0,01 \text{ m})^2} = 3,5 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (108)$$

Die Welle ist in einer Aluminiumtraverse gelagert, deren Wärmeleitwiderstand

$$R_2 = \frac{0,2 \text{ m}}{210 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot 0,0119 \text{ m} \cdot 0,11 \text{ m} \cdot 2} = 0,04 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (109)$$

beträgt, wobei der Faktor 2 im Nenner aus dem symmetrischen Aufbau des Gestells resultiert, durch den die Wärme über zwei gleichartige Pfade abgeführt werden kann. Die Traverse ist an zwei Stahlsäulen mit einem Wärmeleitwiderstand

$$R_3 = \frac{0,54 \text{ m}}{50 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot \pi \cdot (0,025 \text{ m})^2 \cdot 2} = 2,75 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (110)$$

befestigt. Jenseits der Stahlsäulen liegt näherungsweise Raumtemperatur vor, sodass als Gesamtwiderstand

$$R_{\text{ges}} = R_1 + R_2 + R_3 = 6,3 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (111)$$

angenommen wird. Die Oberseite A_W des Wellenabschnitts im Integralmodell weist einen Durchmesser von 90 mm auf, sodass der Wärmeübergangskoeffizient wie folgt berechnet werden kann:

$$h = \frac{1}{R_{\text{ges}} \cdot A_W} = \frac{1}{6,3 \frac{\text{K}}{\text{W}} \cdot \pi \cdot (0,045 \text{ m})^2} = 25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (112)$$

Anhang E

Berechnung des Reibungswärmestroms im Stehlager

Die nachfolgende Berechnung basiert auf einem in [175] dargestellten Modell.

Die in Form von Wärme freigesetzte Reibleistung eines Wälzlagers beträgt

$$\dot{Q} = M_G \frac{f}{9550} \quad (113)$$

mit dem Gesamtreibungsmoment M_G und der Drehzahl f . Ersteres ergibt sich als Summe aus einem drehzahlabhängigen Reibungsmoment M_0 und einem lastabhängigen Reibungsmoment M_1 :

$$M_G = M_0 + M_1 \quad (114)$$

Das drehzahlabhängige Reibungsmoment wird anhand der Gleichung

$$M_0 = \delta_0 (\nu f)^{2/3} d_M 10^{-7} \quad (115)$$

bestimmt. Darin ist δ_0 ein Lagerbeiwert, ν die kinematische Viskosität des Schmierstoffs und d_M der mittlere Lagerdurchmesser. Das lastabhängige Reibungsmoment ergibt sich gemäß der Beziehung

$$M_1 = \delta_1 F_{rad} d_M \quad (116)$$

aus dem Lagerbeiwert δ_1 sowie der Radialkraft F_{rad} und dem mittleren Lagerdurchmesser. Bei den im Prüfstand vorliegenden Radialkräften bis 300 N ist das lastabhängige Reibungsmoment vernachlässigbar klein.

Das auf dem Bended-Plate-on-Ring-Prüfstand eingesetzte Stehlager hat einen mittleren Durchmesser von 33,5 mm. Aufgrund des Wellendurchmessers von 25 mm ergeben sich Drehzahlen von 1200 min⁻¹ und 2400 min⁻¹ bei Gleitgeschwindigkeiten von 0,5 m s⁻¹ bzw. 1 m s⁻¹. Als Viskosität des Schmierfettes wird 100 mm² s⁻¹ angenommen. Der Lagerbeiwert δ_0 des Lagers beträgt 13,1. Somit resultieren aus den Gleichungen (113) bis (115) Wärmeströme von 15,1 W und 47,8 W bei Gleitgeschwindigkeiten von 0,5 m s⁻¹ bzw. 1 m s⁻¹.

Anhang F

Wärmeleitfähigkeiten der Prüfstandskomponenten

Tabelle 33: Wärmeleitfähigkeiten der Komponenten des Bended-Plate-on-Ring-Tribometers

Werkstoff	Bauteile	Wärmeleitfähigkeit $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$	Quelle
100Cr6	Gegenkörper	33	[169]
AlMgSi	Halter Stehlager Lagerbock Probenhalter	210	[174]
CuZn40Pb2	Distanzhülsen	123	[170]
S235	Innenwelle Linearwelle	50	[172]
X5CrNi18-10	Getriebe	15	[173]

Tabelle 34: Wärmeleitfähigkeiten der Komponenten des Gleitlagerprüfstands

Werkstoff	Bauteile	Wärmeleitfähigkeit $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$	Quelle
100Cr6	Gegenkörper	33	[169]
AlMgSi	Halter Stehlager Lagerbock Rahmen	210	[174]
CuZn40Pb2	Distanzhülsen	123	[170]
S235	Innenwelle Linearwelle	50	[172]
X5CrNi18-10	Buchsenhalter Getriebe	15	[173]

Anhang G

EDX-Analyse der Gleitfläche von PEEK-4 nach dem Bended-Plate-on-Ring-Versuch bei 1 MPa und 1 m s⁻¹

Abbildung 97 zeigt die mittels EDX ermittelte Verteilung der Elemente Kohlenstoff (C), Eisen (Fe), Sauerstoff (O), Schwefel (S), Silicium (Si), Titan (Ti) und Zink (Zn) auf der Gleitfläche einer Probe aus PEEK-4 nach einem Bended-Plate-on-Ring-Versuch bei 1 MPa und 1 m s⁻¹. In der Kohlenstoff-Map sind die Kohlenstofffasern als weiße Flächen und die PEEK-Matrix als graue Flächen zu erkennen. Im Zentrum der REM-Aufnahme ist eine Anhäufung zu erkennen, die kaum Kohlenstoff enthält. Wie aus den weiteren EDX-Maps zu erkennen ist, besteht diese aus den in PEEK-4 enthaltenen Füllstoffen Titandioxid, Zinksulfid und Siliciumdioxid sowie aus Eisen- oder Eisenoxidpartikeln. Bei Letzteren handelt es sich sehr wahrscheinlich um Verschleißpartikel des Gegenkörpers.

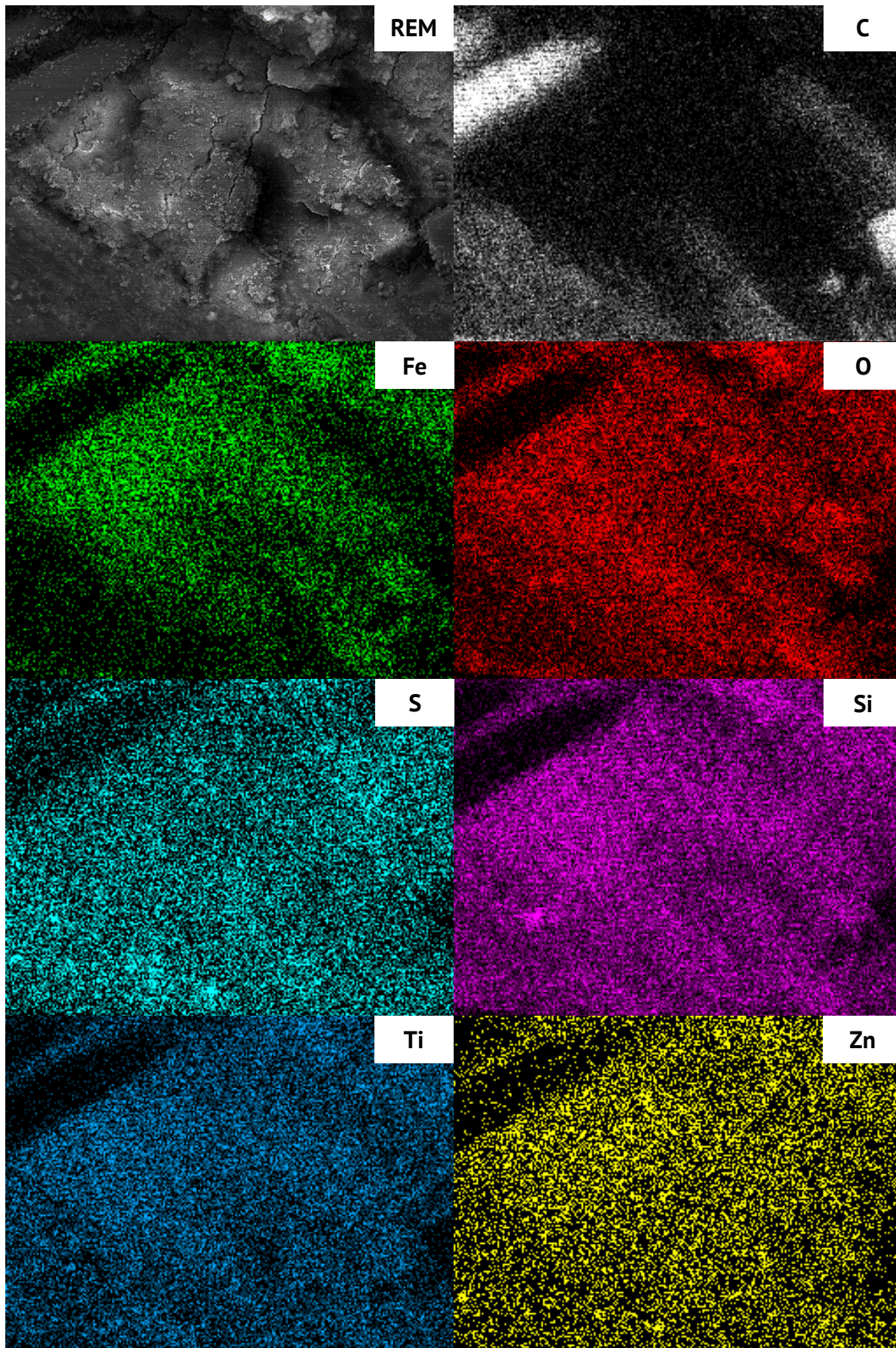


Abbildung 97: EDX-Analyse der Elementverteilung auf der Gleitfläche von PEEK-4 nach dem Bended-Plate-on-Ring-Versuch bei 1 MPa und 1 m s^{-1}

Anhang H

Einfluss der anisotropen Wärmeleitung, ergänzende Diagramme

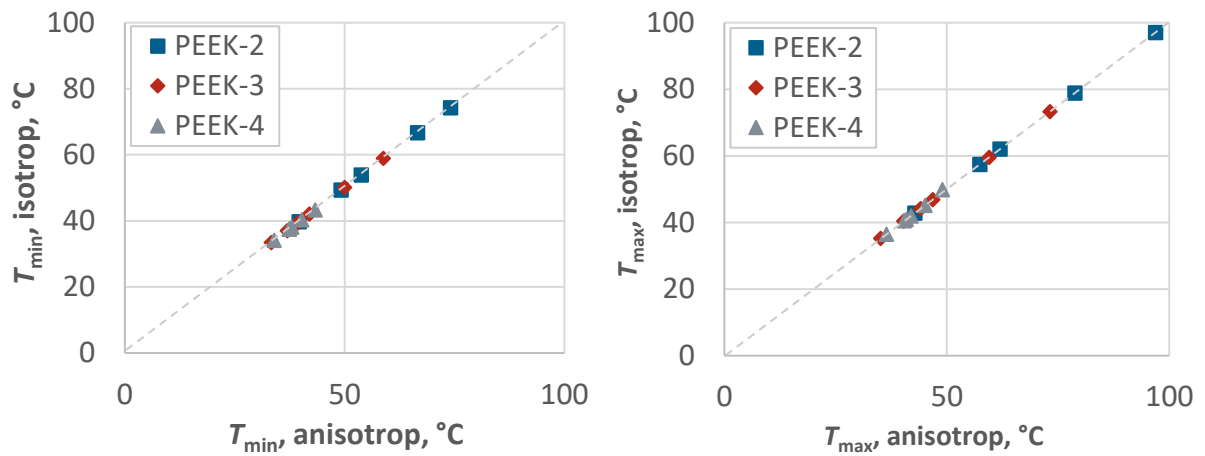


Abbildung 98: Minimale (links) und maximale (rechts) Massentemperaturen im integralen Block-on-Ring-Modell. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell.

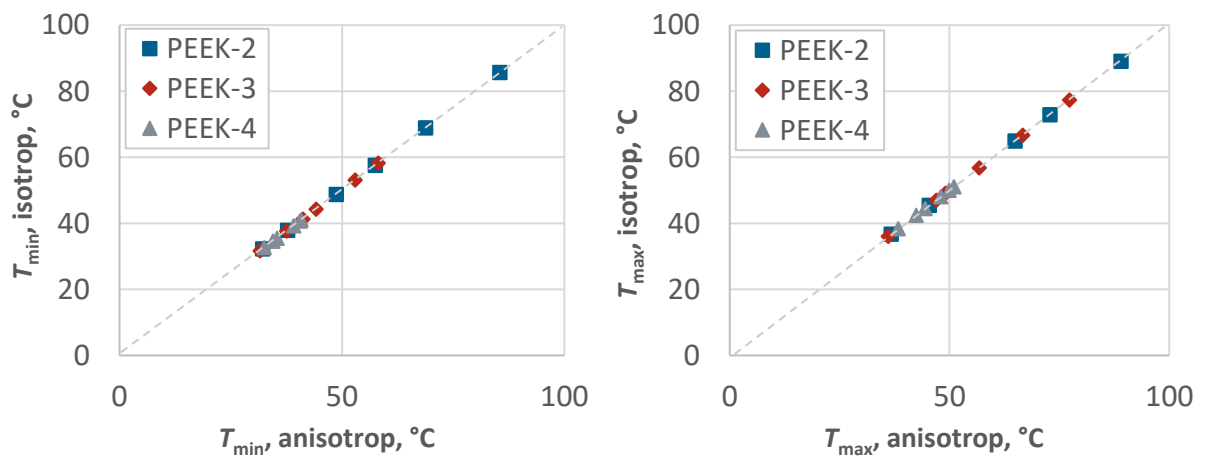


Abbildung 99: Minimale (links) und maximale (rechts) Massentemperaturen im integralen Stift-Scheibe-Modell. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell (Längsproben).

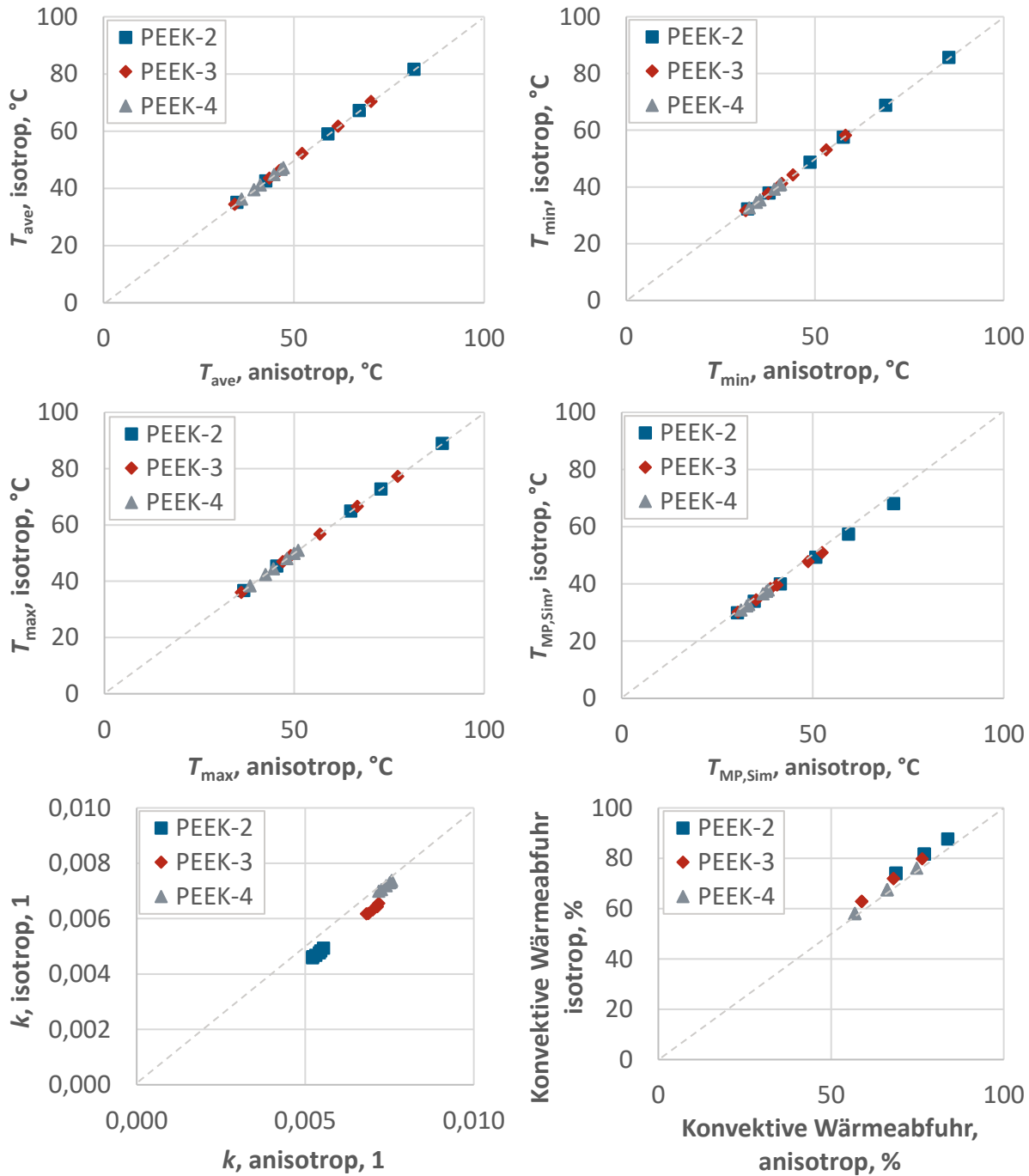


Abbildung 100: Massentemperaturen, Messpunkttemperaturen, Wärmeaufteilungskoeffizienten und Anteile der Konvektion an der Ableitung der Wärme am Grundkörper im integralen Stift-Scheibe-Modell. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell (Querproben).

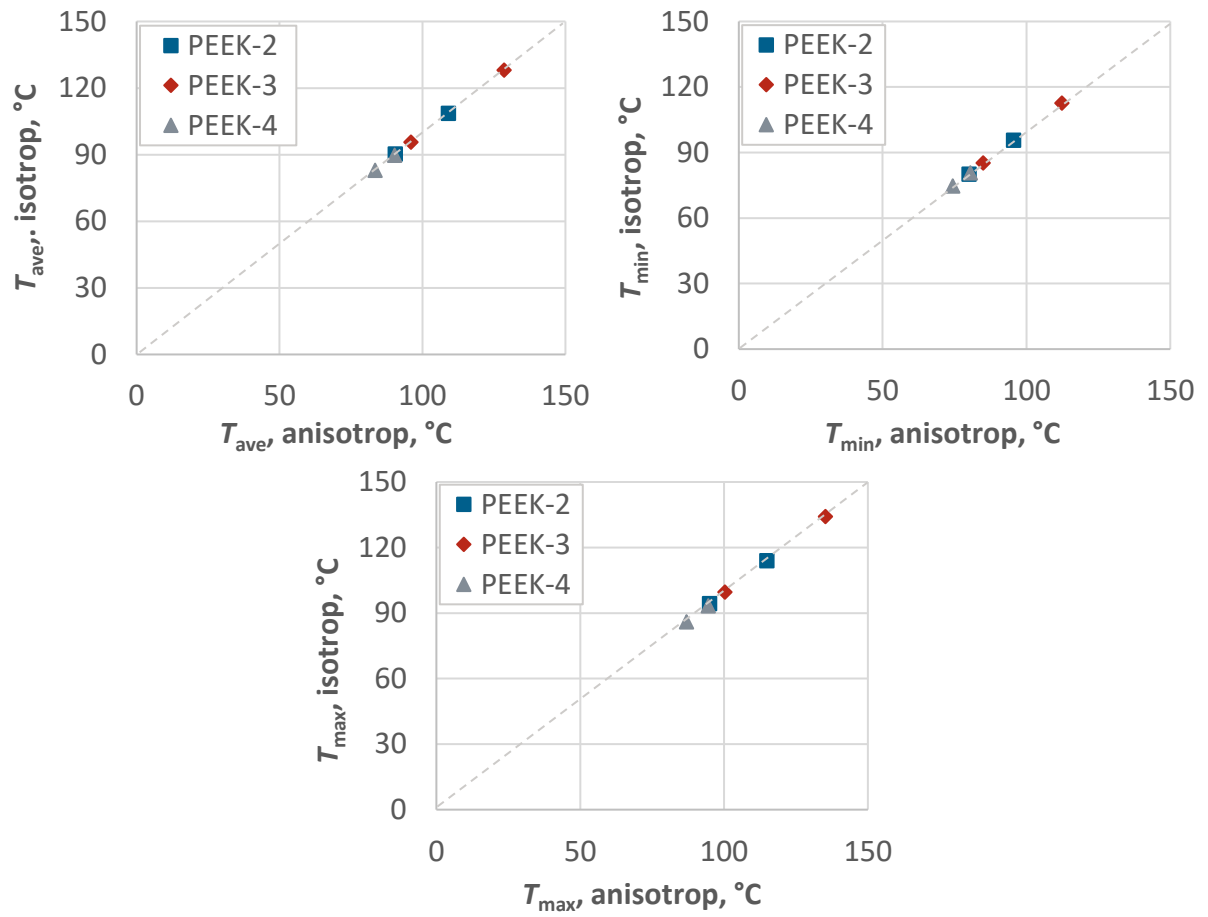


Abbildung 101: Massentemperaturen in den Bended-Plate-on-Ring-Simulationen. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell.

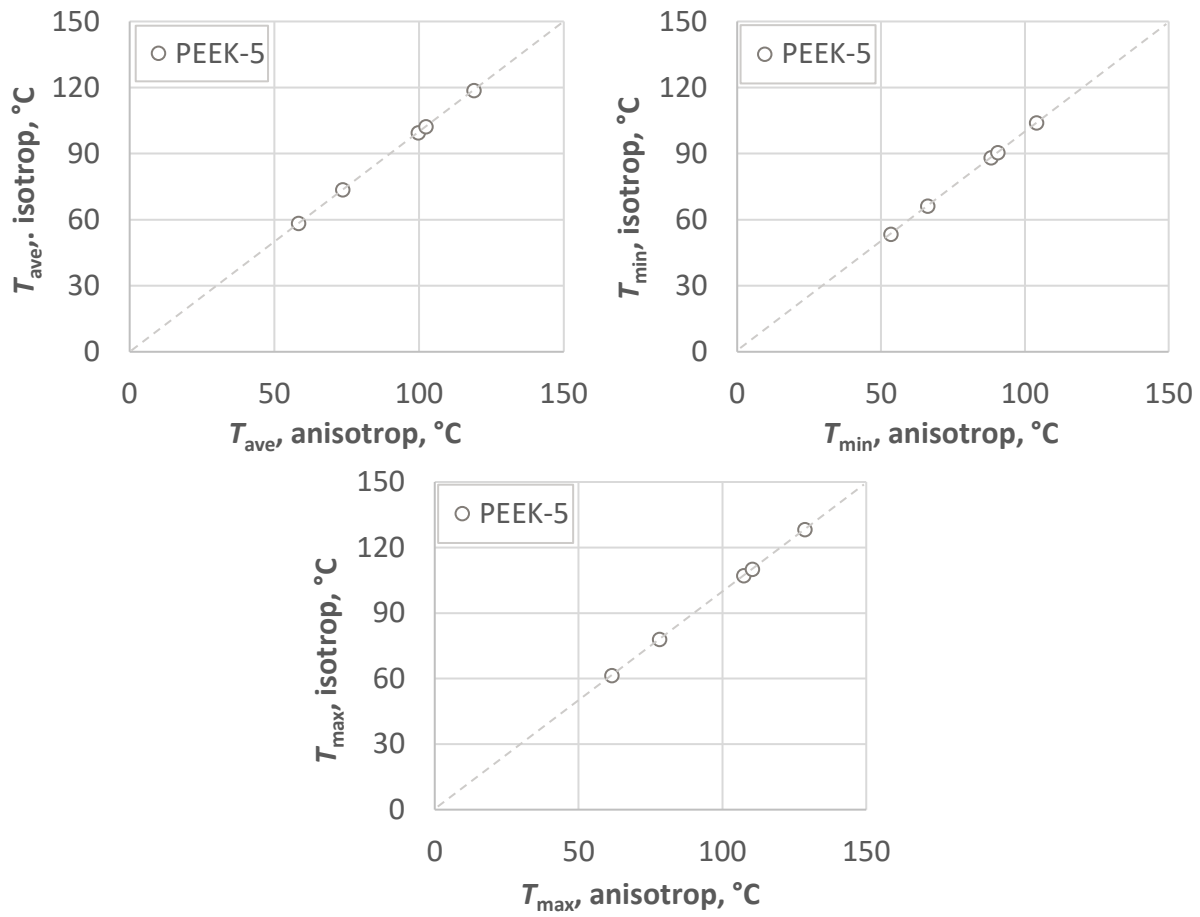


Abbildung 102: Massentemperaturen in den Gleitlagersimulationen. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell.

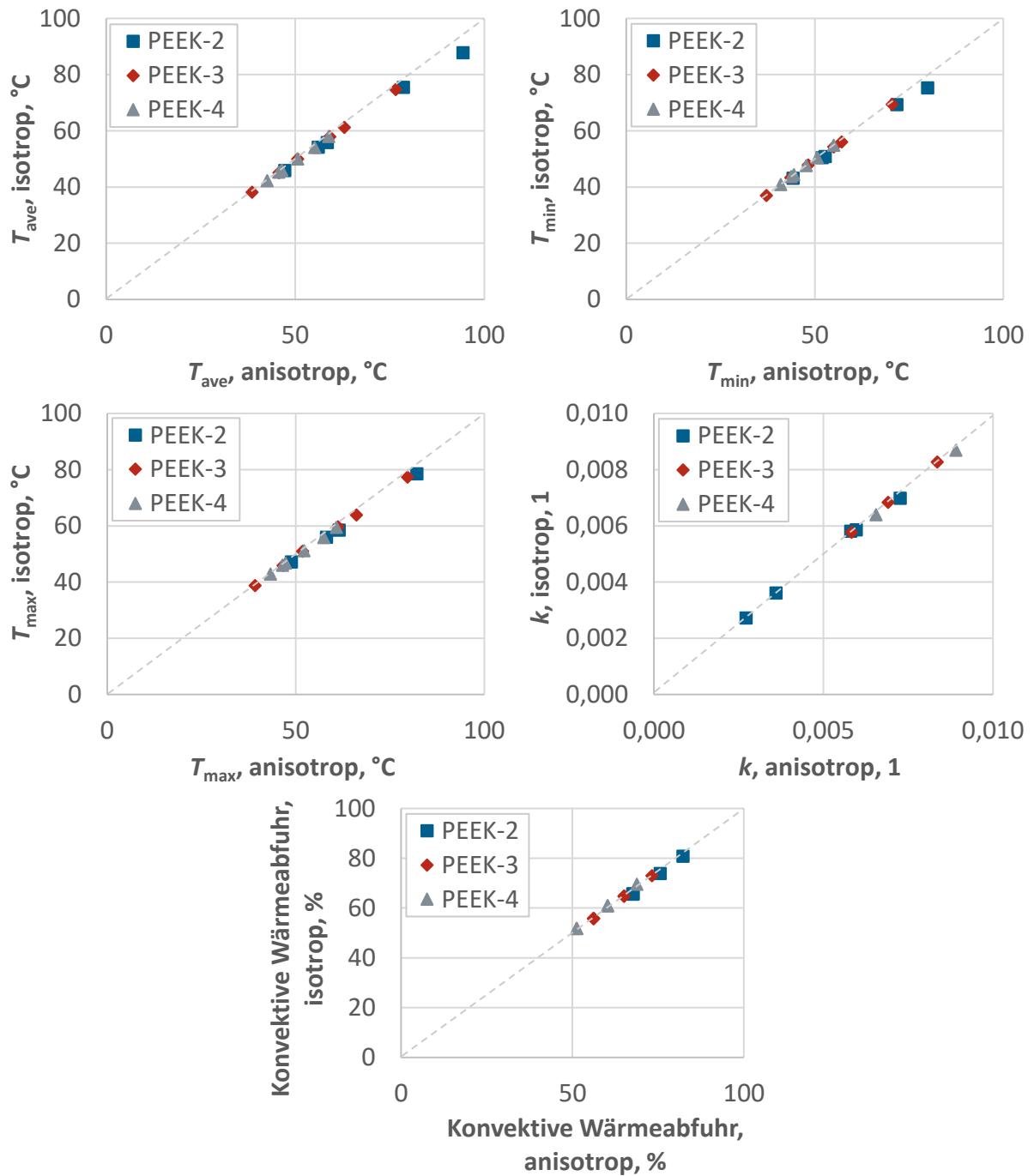


Abbildung 103: Massentemperaturen, Wärmeaufteilungskoeffizienten und Anteile der Konvektion an der Ableitung der Wärme am Grundkörper im Block-on-Ring-Modell des isolierten Grundkörpers. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell (Längsproben).

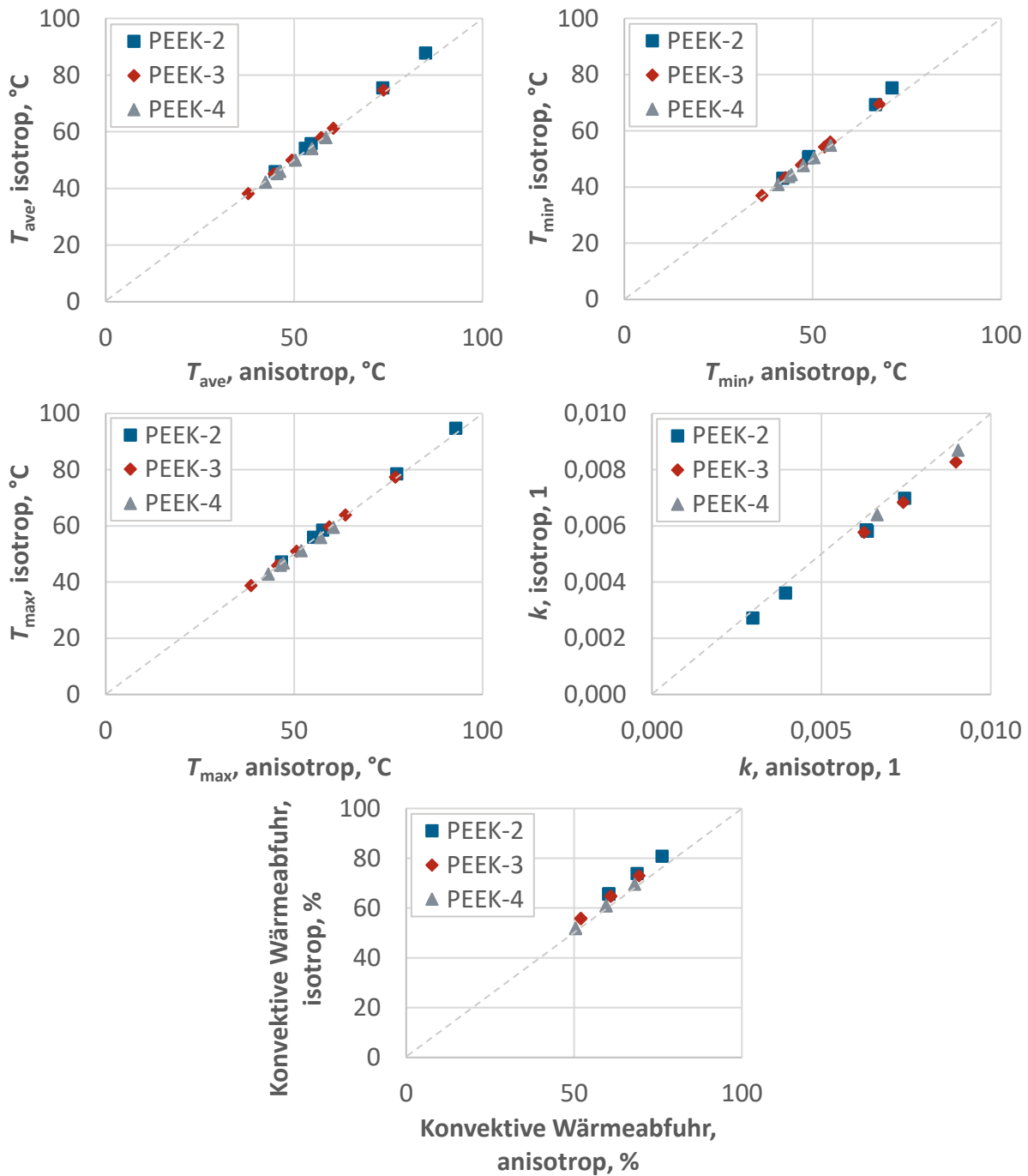


Abbildung 104: Massentemperaturen, Wärmeverteilungskoeffizienten und Anteile der Konvektion an der Ableitung der Wärme am Grundkörper im Block-on-Ring-Modell des isolierten Grundkörpers. Vergleich von isotropem und anisotropem Werkstoffmodell (Querproben).

Anhang I

Variation des Reibungskoeffizienten, ergänzende Diagramme

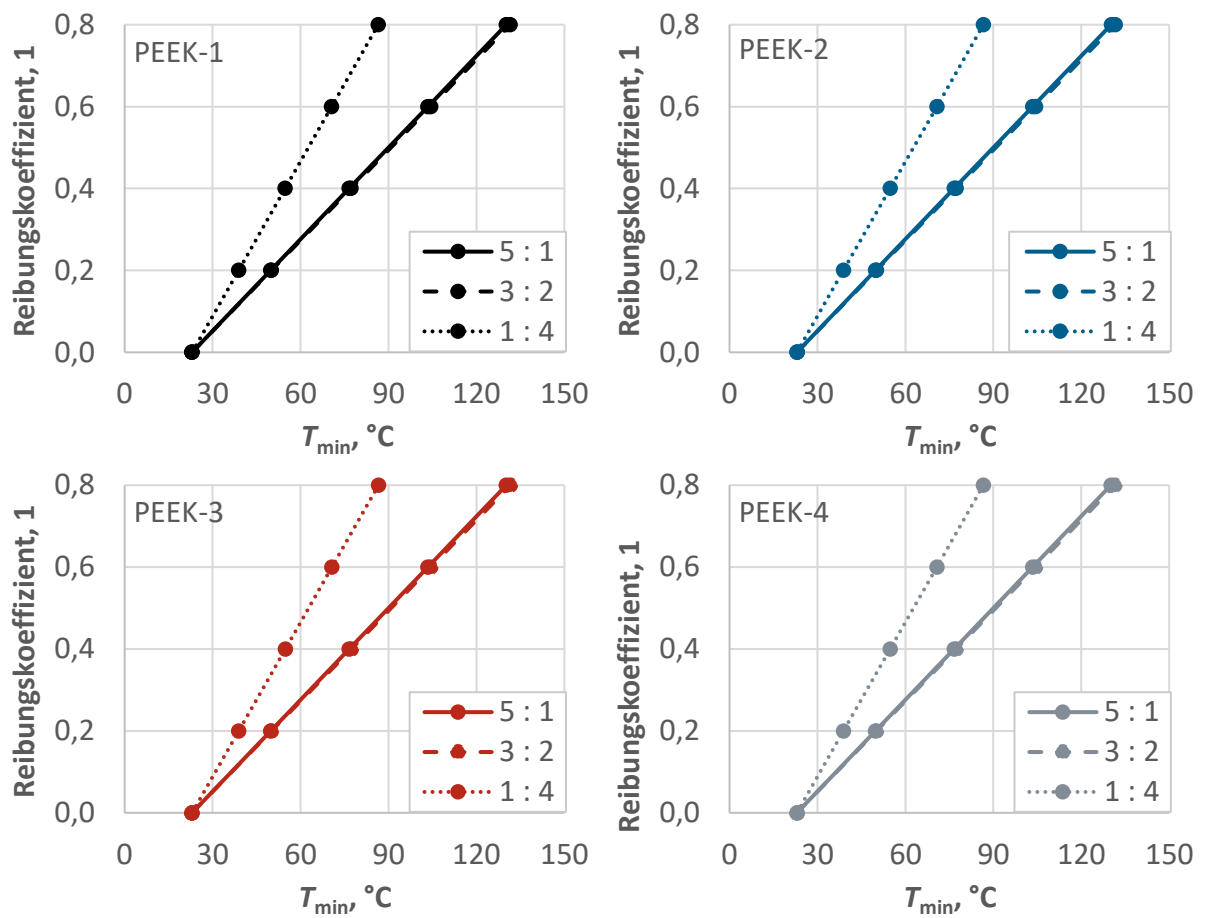


Abbildung 105: μ - T_{min} -Kennlinien des integralen Stift-Scheibe-Modells. Die Legende gibt die p-v-Kombination (MPa : ms⁻¹) an.

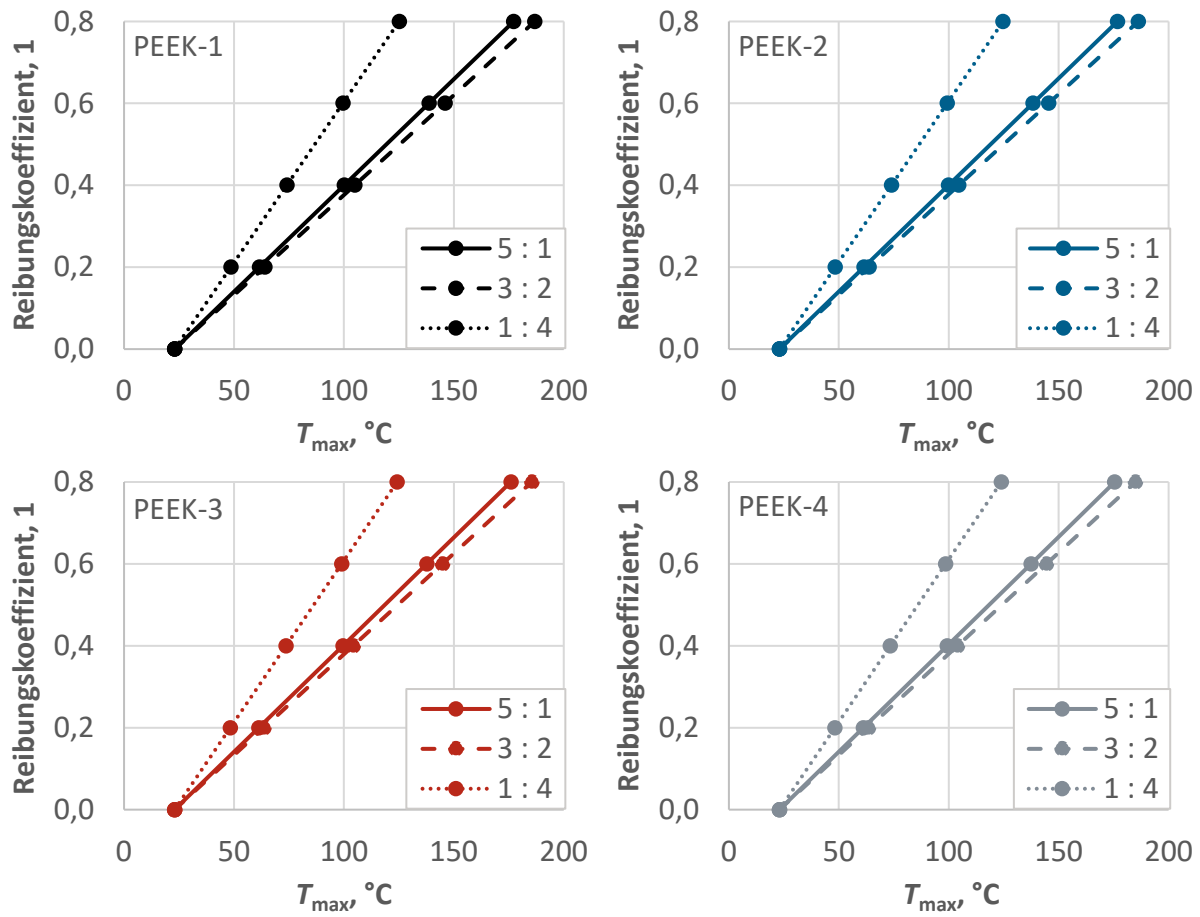


Abbildung 106: μ - T_{\max} -Kennlinien des integralen Stift-Scheibe-Modells. Die Legende gibt die p-v-Kombination (MPa : ms⁻¹) an.

Anhang J

Vergleich der numerischen Simulation mit analytischen Methoden

Tabelle 35: Blitztemperaturen bei Block-on-Ring-Versuchen mit vier Prüfstellen.

Werkstoff	$p:v$ MPa : m s ⁻¹	Archard (42)	Archard (43)	Ashby (57)	Kuhlmann (47)
		ΔT_f °C	ΔT_f °C	ΔT_f °C	ΔT_f °C
PEEK-1	1:1	2813	65,6	0,7	4,1
	1:2	3238	75,5	1,3	4,7
	3:1	4921	87,1	0,7	4,1
	1:4	6166	143,7	2,9	8,9
	5:1	5858	91,3	0,7	3,8
	3:2	-	-	-	-
PEEK-2	1:1	3788	71,9	0,7	4,4
	1:2	4416	83,8	1,3	5,1
	3:1	6368	91,8	0,7	4,3
	1:4	6041	114,6	2,6	7
	5:1	6287	79,8	0,7	3,3
	3:2	-	-	-	-
PEEK-3	1:1	2831	45,8	0,6	2,8
	1:2	3144	50,8	1,1	3,1
	3:1	2883	35,4	0,5	1,7
	1:4	3195	51,6	1,7	3,2
	5:1	3232	34,9	0,4	1,4
	3:2	3775	46,4	0,9	2,2
PEEK-4	1:1	5574	101,6	1,1	7
	1:2	4440	80,9	1,7	5,5
	3:1	2540	35,2	0,5	1,8
	1:4	2308	42,1	1,7	2,9
	5:1	2831	34,5	0,5	1,6
	3:2	3254	45,1	1	2,3

Tabelle 36: Blitztemperaturen bei Stift-Scheibe-Versuchen.

		Archard (42)	Archard (43)	Ashby (57)	Kuhlmann (47)
Werkstoff	$p : v$	ΔT_f	ΔT_f	ΔT_f	ΔT_f
	MPa : m s ⁻¹	°C	°C	°C	°C
PEEK-1	1 : 1	2594	60,5	0,7	3,8
	1 : 2	4114	95,9	1,4	5,9
	3 : 1	4423	78,4	0,7	3,7
	1 : 4	5135	119,7	2,7	7,4
	5 : 1	5312	82,8	0,7	3,4
	3 : 2	6632	117,5	1,4	5,5
PEEK-2	1 : 1	2542	48,2	0,6	3
	1 : 2	3082	58,5	1,1	3,6
	3 : 1	5186	74,8	0,7	3,5
	1 : 4	4838	91,8	2,4	5,6
	5 : 1	5532	70,2	0,6	2,9
	3 : 2	7975	115	1,4	5,3
PEEK-3	1 : 1	3050	49,3	0,6	3
	1 : 2	4664	75,4	1,3	4,7
	3 : 1	3272	40,2	0,5	1,9
	1 : 4	4606	74,4	2,2	4,6
	5 : 1	4571	49,4	0,5	2
	3 : 2	5984	73,5	1,1	3
PEEK-4	1 : 1	4880	88,9	1	6,1
	1 : 2	4779	87,1	1,8	6
	3 : 1	4458	61,7	0,8	3,2
	1 : 4	4029	73,4	2,7	5
	5 : 1	3712	45,2	0,6	2,1
	3 : 2	3956	54,8	1,2	2,8

Tabelle 37: Mittlere Durchlauftemperaturen bei Block-on-Ring-Versuchen mit vier Prüfstellen.

Werkstoff	$p:v$ MPa : m s ⁻¹	Blok (34)	Jaeger (36)	Jaeger (37)	Archard (41)	Greenwood (44)	Kuhlmann (46)	Tian (49)
		ΔT_m °C	ΔT_m °C	ΔT_m °C	ΔT_m °C	ΔT_m °C	ΔT_m °C	ΔT_m °C
PEEK-1	1:1	2,2	2	2	2	2	0,2	1,4
	1:2	2,5	2,3	2,3	2,3	2,3	0,3	1,6
	3:1	6,5	6,1	6,1	5,9	5,9	0,6	4,2
	1:4	4,7	4,4	4,4	4,3	4,3	0,8	3,1
	5:1	10	9,4	9,4	9,1	9,1	1	6,5
	3:2	-	-	-	-	-	-	-
PEEK-2	1:1	2,5	2,3	2,3	2,2	2,2	0,2	1,6
	1:2	2,9	2,7	2,7	2,6	2,6	0,4	1,9
	3:1	7,2	6,8	6,8	6,5	6,5	0,7	4,6
	1:4	3,9	3,7	3,7	3,6	3,6	0,7	2,5
	5:1	9,1	8,6	8,6	8,3	8,3	0,9	5,9
	3:2	-	-	-	-	-	-	-
PEEK-3	1:1	1,5	1,4	1,4	1,4	1,4	0,2	1
	1:2	1,7	1,6	1,6	1,5	1,5	0,2	1,1
	3:1	2,7	2,5	2,5	2,4	2,4	0,3	1,8
	1:4	1,7	1,6	1,6	1,6	1,6	0,3	1,1
	5:1	3,9	3,8	3,7	3,5	3,5	0,4	2,5
	3:2	3,5	3,3	3,3	3,2	3,2	0,5	2,3
PEEK-4	1:1	2,5	2,3	2,3	2,3	2,3	0,2	1,6
	1:2	2	1,9	1,9	1,8	1,8	0,3	1,3
	3:1	2	1,8	1,8	1,8	1,8	0,2	1,3
	1:4	1	1	1	0,9	0,9	0,2	0,7
	5:1	2,8	2,7	2,7	2,6	2,6	0,3	1,8
	3:2	2,5	2,4	2,4	2,3	2,3	0,3	1,6

Tabelle 38: Mittlere Durchlauftemperaturen bei Stift-Scheibe-Versuchen. Vergleich mit der integralen Simulation.

Werkstoff	$p:v$ MPa : m s ⁻¹	Blok (34)	Jaeger (36)	Jaeger (37)	Archard (41)	Greenwood (44)	Kuhlmann (46)	Tian (49)	Simulation
		ΔT_m °C	ΔT_m °C	ΔT_m °C	ΔT_m °C	ΔT_m °C	ΔT_m °C	ΔT_m °C	$T_{MP,Sim}$ °C
PEEK-1	1:1	2	1,9	1,9	1,8	1,8	0,2	1,2	2
	1:2	3,1	3	3	2,9	2,9	0,4	2	3,3
	3:1	5,9	5,5	5,5	5,3	5,3	0,6	3,6	6
	1:4	3,9	3,7	3,7	3,6	3,6	0,7	2,6	4,7
	5:1	9,1	8,6	8,6	8,3	8,3	0,9	6,4	9,3
	3:2	8,8	8,3	8,3	8	8	1,2	5,4	9
PEEK-2	1:1	1,7	1,6	1,6	1,5	1,5	0,2	1	1,6
	1:2	2	1,9	1,9	1,8	1,8	0,3	1,2	2,3
	3:1	5,8	5,5	5,5	5,3	5,3	0,6	2,3	6
	1:4	3,1	3	3	2,9	2,9	0,6	1,4	3,6
	5:1	8	7,6	7,6	7,3	7,3	0,8	3,6	8,2
	3:2	9	8,5	8,5	8,2	8,2	1,2	2,9	10,3
PEEK-3	1:1	1,6	1,5	1,5	1,5	1,5	0,2	0,9	1,7
	1:2	2,5	2,4	2,4	2,3	2,3	0,3	1,2	2,8
	3:1	3	2,9	2,9	2,8	2,8	0,3	2,8	3,1
	1:4	2,5	2,3	2,3	2,3	2,3	0,4	1,4	2,8
	5:1	5,5	5,2	5,2	5	5	0,5	4,3	5,6
	3:2	5,6	5,3	5,2	5,1	5,1	0,7	3,2	6,2
PEEK-4	1:1	2,2	2	2	2	2	0,2	1,4	2,2
	1:2	2,1	2	2	1,9	1,9	0,3	1,4	2,4
	3:1	3,4	3,2	3,2	3,1	3,1	0,3	2,2	3,5
	1:4	1,8	1,7	1,7	1,6	1,6	0,3	1,1	2
	5:1	3,7	3,5	3,5	3,4	3,4	0,4	2,4	3,8
	3:2	3	2,9	2,9	2,8	2,8	0,4	2	3,4

Tabelle 39: Mittlere Massentemperaturen bei Block-on-Ring-Versuchen mit vier Prüfstellen. Vergleich mit der integralen Simulation.

		Carslaw (50)	Künkel (53)	Ashby (54)	Schlarb (63)	Simulation
Werkstoff	$p : v$	T_b	T_b	T_b	T_b	T_{ave}
	MPa : m s ⁻¹	°C	°C	°C	°C	°C
PEEK-1	1 : 1	49,6	47,7	25,8	52,9	39
	1 : 2	66,3	63,2	26,3	57,5	50,2
	3 : 1	103,6	97,9	31,6	77,6	57,6
	1 : 4	139,6	131,4	29,3	122,2	100,7
	5 : 1	146,9	138,1	36,2	66,6	75,3
	3 : 2	-	-	-	-	-
PEEK-2	1 : 1	53,4	51,1	26,2	43	41,7
	1 : 2	73,2	69,4	26,8	52,3	54,4
	3 : 1	111,6	105	32,5	50,3	59
	1 : 4	120,1	112,8	28,2	81,9	88,5
	5 : 1	136	127,5	35,1	69,1	74,3
	3 : 2	-	-	-	-	-
PEEK-3	1 : 1	41,8	40,3	25	36,1	34,5
	1 : 2	52,6	50,1	25,2	54	42,3
	3 : 1	56,2	53,5	26,5	42,1	39,1
	1 : 4	65,5	62	25,3	57,5	56
	5 : 1	71,1	67,1	28,1	46,5	45
	3 : 2	84,5	79,4	27,7	69	68
PEEK-4	1 : 1	53,7	51	26,3	42,9	39,3
	1 : 2	57,6	54,6	25,6	46,9	43,3
	3 : 1	47,2	45,1	25,6	42,3	35,5
	1 : 4	48,4	46,2	24,4	51,1	46,9
	5 : 1	57,8	54,8	26,7	39,6	39,6
	3 : 2	66,9	63,1	26,3	53,9	40,5

Tabelle 40: Mittlere Massentemperaturen bei Stift-Scheibe-Versuchen. Vergleich mit der integralen Simulation.

		Carlaw (50)	Künkel (53)	Ashby (54)	Schlarb (63)	Simulation
Werkstoff	$p : v$	T_b	T_b	T_b	T_b	T_{ave}
	MPa : m s ⁻¹	°C	°C	°C	°C	°C
PEEK-1	1 : 1	47,5	45,8	25,6	40,8	38,2
	1 : 2	78	74,1	27,2	63	52,2
	3 : 1	95,5	90,3	30,7	86,1	64,7
	1 : 4	120,1	113,3	28,2	114,4	69,8
	5 : 1	135,3	127,4	35	143,3	88,7
	3 : 2	176,6	165,8	34,6	145,9	100,3
PEEK-2	1 : 1	43,4	41,9	25,2	33	35
	1 : 2	58	55,4	25,7	48,7	42,6
	3 : 1	95,2	89,7	30,7	69	67,2
	1 : 4	100,8	94,9	27,2	79,9	59
	5 : 1	122,4	114,9	33,6	87,8	81,6
	3 : 2	180	168,2	34,9	110,9	105,4
PEEK-3	1 : 1	43,3	41,6	25,2	34,4	34,4
	1 : 2	66,9	63,2	26,3	41,1	43,5
	3 : 1	60,7	23	27	53,1	46,2
	1 : 4	84,3	79,2	26,3	58,2	52,2
	5 : 1	91	85,3	30,3	69	61,7
	3 : 2	120,5	112,4	30,4	65,7	70,3
PEEK-4	1 : 1	49,9	47,5	25,9	46	36,2
	1 : 2	60,2	57	25,8	48,2	39,5
	3 : 1	65,5	61,8	27,5	49,1	44,8
	1 : 4	67,4	63,5	25,4	53,1	41,2
	5 : 1	68,7	64,7	27,9	51,8	46,6
	3 : 2	76,3	71,7	27	54,7	47,2

Tabelle 41: Mittlere Massentemperaturen bei Bended-Plate-on-Ring-Versuchen. Vergleich mit der integralen Simulation.

Werkstoff	$p : v$ MPa : m s ⁻¹	Erhard (66)	Simulation
		T_b °C	T_{ave} °C
PEEK-1	0,5 : 1	76,1	103,1
	1 : 1	130,6	160,2
PEEK-2	0,5 : 1	65,4	90,2
	1 : 1	81,7	108,6
PEEK-3	0,5 : 1	70,7	95,6
	1 : 1	99,1	128,1
PEEK-4	0,5 : 1	81,7	89,7
	1 : 1	60,2	82,9

Tabelle 42: Mittlere Massentemperaturen bei Gleitlagerversuchen. Vergleich mit der integralen Simulation.

		Erhard (66)	Simulation
Werkstoff	$p:v$	T_b	T_{ave}
	MPa : m s ⁻¹	°C	°C
PEEK-1	0,17 : 0,5	152,7	67,4
	0,17 : 1	-	-
	0,5 : 0,5	237,3	85,7
	0,5 : 1	-	-
	1 : 0,5	-	-
	1 : 1	-	-
PEEK-5	0,17 : 0,5	115,8	58,4
	0,17 : 1	215,5	73,7
	0,5 : 0,5	314,2	99,7
	0,5 : 1	618,0	119,0
	1 : 0,5	329,8	102,5
	1 : 1	-	-

Lebenslauf

Persönliche Daten

Nachname: Ecke
Vorname: Nicholas Christopher



Ausbildung

04/2012 – 08/2014	Master of Science, Medizintechnik, Technische Universität München
10/2008 – 07/2012	Bachelor of Science, Energie- und Prozesstechnik, Technische Universität München
08/1999 – 06/2008	Allgemeine Hochschulreife, Hildegardis-Schule, Bochum

Berufstätigkeit

Seit 06/2020	Oberingenieur, Lehrstuhl für Verbundwerkstoffe (CCe), Technische Universität Kaiserslautern
Seit 06/2015	Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Lehrstuhl für Verbundwerkstoffe (CCe), Technische Universität Kaiserslautern
05/2012 – 12/2012	Werkstudent, GS Elektromedizinische Geräte G. Stemple GmbH, Kaufering
04/2010 – 07/2011	Studentische Hilfskraft, Lehrstuhl für Automatisierung und Informationssysteme (AIS), Technische Universität München